

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: B 2301 Strojní inženýrství
Studijní zaměření: Stavba výrobních strojů a zařízení

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Příslušenství vyvrtávacích a frézovacích strojů. Frézovací zařízení.

Autor: **Jakub ŠLAJS**

Vedoucí práce: **Doc. Ing. Zdeněk HUDEC, CSc.**

Akademický rok 2015/2016

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Jakub ŠLAJS**
Osobní číslo: **S13B0263P**
Studijní program: **B2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Stavba výrobních strojů a zařízení**
Název tématu: **Příslušenství vyvrtávacích a frézovacích strojů. Frézovací zařízení.**
Zadávající katedra: **Katedra konstruování strojů**

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

Základní požadavky:

Proveďte rešerši v dané oblasti. Zpracujte tematiku z hledisek principů, srovnání jednotlivých koncepcí, konstrukčních provedení, užitečných vlastností a aplikací. Konstrukční návrh.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova bakalářské práce:

1. Rešerše problému
2. Varianty řešení, kinematická nebo bloková schémata, volba optimální konstrukční varianty
3. Podklady pro výpočet vstupní parametry (zátěžné stavy), rozměrový náčrt
4. Projekt zadaného typu zařízení, dokumentace zahrnující sestavu, kusovník hlavních dílů, výpočet a popis
5. Závěry zhodnocení konstrukce vzhledem k výchozímu stavu a ke konkurenci

Rozsah grafických prací: **dle potřeby**
Rozsah kvalifikační práce: **30-40 stran A4**
Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná/elektronická**
Seznam odborné literatury:

HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. Příručka strojího inženýra 1. Brno: Computer Press, 1999

HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. Příručka strojího inženýra 2. Praha: Computer Press, 2000

Podkladový materiál, výkresy, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.

Vedoucí bakalářské práce: **Doc. Ing. Zdeněk Hudec, CSc.**
Katedra konstruování strojů
Konzultant bakalářské práce: **Doc. Ing. Zdeněk Hudec, CSc.**
Katedra konstruování strojů

Datum zadání bakalářské práce: **21. září 2015**
Termín odevzdání bakalářské práce: **20. května 2016**


Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.
děkan




Doc. Ing. Vaclava Lašová, Ph.D.
vedoucí katedry

V Plzni dne 21. září 2015

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Katedra konstruování strojů

Akad. rok: 2015/2016

PŘÍLOHA ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Jméno a příjmení: Jakub Šlajs
Studijní program: **B2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Stavba výrobních strojů a zařízení**

Téma bakalářské práce:
Příslušenství vřetávacích a frézovacích strojů. Frézovací zařízení

Požadavky a základní technické údaje:

- Provést analýzu konstrukcí frézovacích zařízení
- Navrhnout konstrukci rychloběžného frézovacího zařízení
- Zpracovat projektovou dokumentaci (sestava, kusovník hlavních dílů, výpočet, popis, detail vybrané součásti)
- Uložení vřetena a vstupní hřídel převodovky - varianty, konstrukční návrh
- Výpočet uložení vřetena – KISSsoft
- Hodnocení konstrukce ve srovnání s dosavadním řešením
- Vstupní parametry:
 - Parametry

Převod mezi vřetenem frézovacího stroje a vřetenem zařízení		1 : 4
Max. otáčky vřetena zařízení	l/min	6000
Výkon od otáček 1500 l/min	kW	20
Max. točivý moment do otáček 1500 l/min	Nm	127
Životnost	hod	4000
Kužel vřetena	ISO	50
Ustálená provozní teplota	°C	70
Mazání	tuk	

- Zatěžovací stavy

Stav	Poměrná doba běhu q_i	Moment	Otáčky
			min^{-1}
1	0,3	127	1500
2	0,5	48	4000
3	0,2	32	6000

- Dokumentace pro konstrukci

Učební text	ul_vret_2013.pdf
Program	KISSsoft: ul_vret_frez_speeder.W10, MitCalc

Výkres	vreteno_frez.dwg
Konkurenční výrobky	www.spindle speeders

V Plzni dne 18. 1. 2016

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě bakalářskou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této bakalářské práce.

V Plzni dne:

.....
podpis autora

ANOTAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Šlajs	Jméno Jakub		
STUDIJNÍ OBOR	„Stavba výrobních strojů a zařízení“			
VEDOUCÍ PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Doc. Ing. Hudec,CSc.		Jméno Zdeněk	
PRACOVIŠTĚ	ZČU - FST - KKS			
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ		Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Příslušenství vyvrtávacích a frézovacích strojů. Frézovací zařízení.			

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2016
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	44	TEXTOVÁ ČÁST	39	GRAFICKÁ ČÁST	5
---------------	----	---------------------	----	----------------------	---

STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK) ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY	Tato bakalářská práce se zabývá konstrukčním řešením jednoosé frézovací hlavy s převodem do rychla. Součástí práce je návrh varianty, výpočet zadaných částí, potřebná technická dokumentace a hodnocení řešení. Frézovací zařízení je použito jako příslušenství frézovacího stroje.
KLÍČOVÁ SLOVA ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE	Obrábění, frézovací zařízení

SUMMARY OF BACHELOR SHEET

AUTHOR	Surname Šlajs	Name Jakub	
FIELD OF STUDY	“ Design of Manufacturing Machines and Equipment“		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Doc. Ing. Hudec,CSc.	Name Zdeněk	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Accessories of boring and milling machines. Milling equipment.		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2016
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	44	TEXT PART	39	GRAPHICAL PART	5
----------------	----	------------------	----	-----------------------	---

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	This thesis dissert on design of the single-axis milling head with gear overdrive. The thesis include design variants bearing, calculation specified parts, drawings and technical documents and ratings solution. The milling equipment is used as accessories of milling machine.
KEY WORDS	Machining, milling equipment

Obsah

1. Úvod.....	2
2. Rešerše	2
2.1 Frézovací stroje	2
2.2 Vyvrtávací stroje	4
2.3 Příslušenství vyvrtávacích a frézovacích strojů	6
2.4 Funkčně konstrukční celky	13
3. Rychloběžné frézovací zařízení	15
3.1 Návrh uložení	30
3.2 Hodnocení konstrukce.....	37
4. Závěr	37
5. Seznam použité literatury.....	38
6. Seznam obrázků	39

1. Úvod

Frézovací a vyvrtávací stroje jsou zařízení pro přeměnu výchozího materiálu (polotovaru) na hotový výrobek. Polotovarem může být odlitek, svařenec nebo vylisek. Dochází ke změně rozměrů, tvaru a kvalitě povrchu. Tento proces se nazývá obrábění. Obrábění probíhá několika metodami. Nejčastější konvenční metodou je mechanické odebírání třísky.

Řezný pohyb je relativní pohyb mezi nástrojem a obrobkem. Řezný pohyb se rozkládá do složek hlavního a vedlejšího řezného pohybu. Podle toho, zda hlavní řezný pohyb koná obrobek nebo nástroj, rozlišujeme obráběcí stroje na:

- Frézovací a vyvrtávací stroje – hlavní řezný pohyb koná nástroj
- Soustruhy – hlavní řezný pohyb koná obrobek

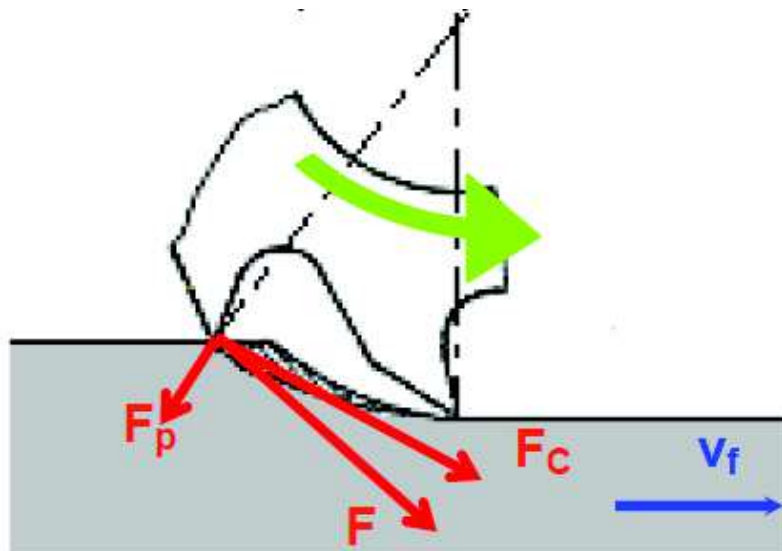
Jelikož je tato bakalářská práce zaměřena na příslušenství frézovacích a vyvrtávacích strojů, tak zde nebude řešena problematika soustruhů.

2. Rešerše

2.1 Frézovací stroje

Jak již bylo výše zmíněno, frézovací stroje jsou výrobní stroje, kde hlavní řezný pohyb koná nástroj, tento pohyb je rotační. Frézování je tedy operace obrábění nástrojem s více břity, konajícím rotační pohyb. Posuvný, tedy vedlejší řezný pohyb, koná obrobek. Frézovat lze rovinné i tvarové plochy. Základní rozdělení frézování je sousledné a nesousledné.

Sousledné frézování je frézování, při kterém je směr rotace nástroje shodný s posuvem obrobku. Průřez třísky se zmenšuje od maxima, po záběru zubu, do minima, při výstupu zubu ze záběru. Z důvodu souhlasných směrů rotace a posuvu vznikají vyšší nároky na upnutí. Další nevýhodou je silový ráz při vstupu zubu do záběru.

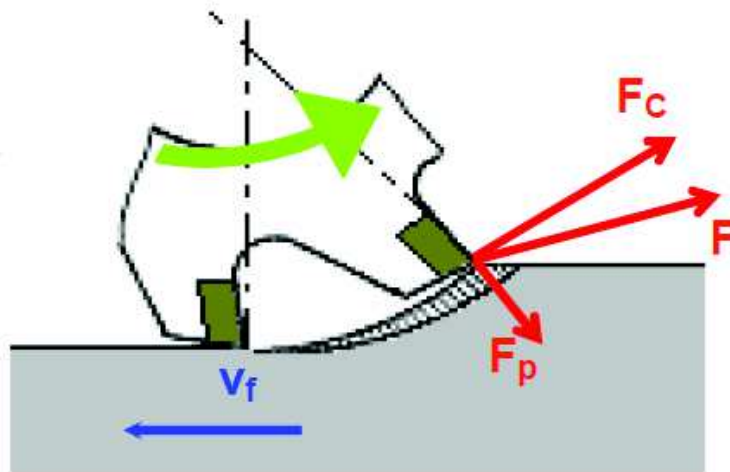


Obr. 1 Sousledné frézování [1]

Katedra konstruování strojů

Jakub Šlajs

Nesousledné frézování je frézování, při kterém je směr rotace nástroje opačný vůči posuvu obrobku. Průřez třísky se mění od minima, při vstupu zubu do záběru, do maxima, při výstupu zubu ze záběru. Břit musí být do záběru vtlačován, což způsobuje větší namáhání a tím větší opotřebení nástroje.

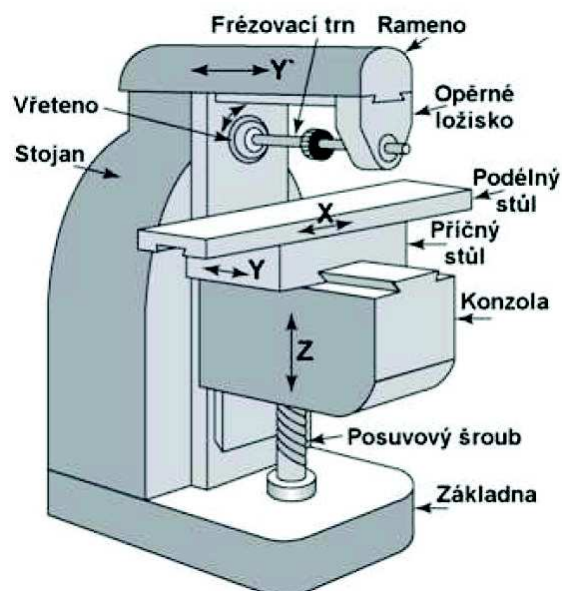


Obr. 2 Nesousledné frézování [1]

Konzolové frézky

Konzolové frézky mají největší využití při frézování menších a středně velkých součástí. Z konstrukčního hlediska jsou typy provedení se svislou nebo vodorovnou osou vřetena.

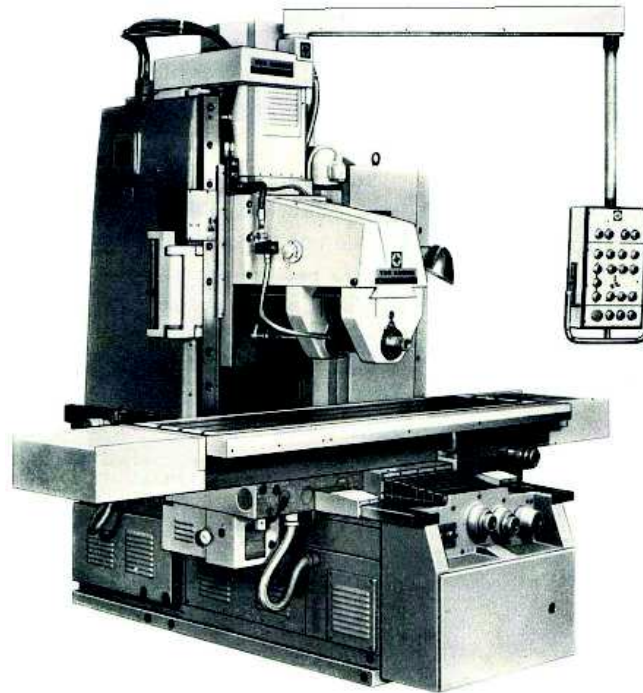
Základem rámu konzolové frézky je přestavitelná konzola pohybující se po stojanu. Na konzole jsou umístěny saně se stolem.



Obr. 3 Konzolová frézka [1]

Stolové frézky

Stolové frézky, někdy též nazývané ložové, se využívají pro obrábění těžších obrobků. Rozměrovým parametrem těchto frézek je upínací plocha stolu a maximální možná hmotnost obrobku. Stejně jako u konzolové frézky je možné provedení se svislým nebo vodorovným vřetenem. Stůl je posuvný s možností otáčení a výsuvný vřeteník se pohybuje po stojanu.



Obr. 4 Stolová frézka [1]

2.2 Vyvrtávací stroje

Vyvrtávací stroje jsou velmi univerzální. Vyrábějí se s vodorovným vřetenem a často se jim říká „horizontky“. Hlavním řezným pohybem je stejně jako u frézek rotace nástroje. Vedlejší řezný pohyb je posuvný a koná ho obrobek nebo nástroj. Na těchto strojích lze vrtat, vystružovat, vyvrtávat, řezat závity i frézovat. Základním parametrem pro všechny druhy horizontek je výkon, průměr vřetene a výsuv vřetene.

Stolové vyvrtávačky

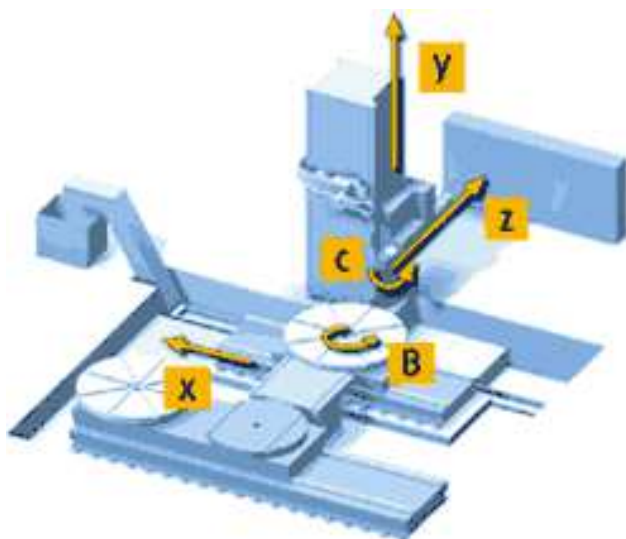
Stolové vyvrtávačky mají posuvný stůl v podélném i příčném směru, případně i otočný, na kterém je upnut obrobek. Při práci stroje dochází ke kombinaci pohybu stolu a nástroje. Po stojanu, který je připevněn k pevnému loži, se pohybuje vřeteník. Rozměrovým parametrem je upínací plocha stolu.



Obr. 5 Stolová vyvrtávačka [2]

T – provedení

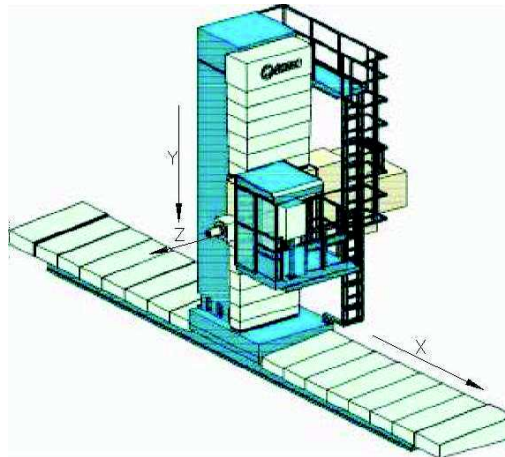
Toto provedení vychází z klasické stolové vyvrtávačky. Hlavním rozdílem je posuv stojanu v ose Z. T – provedení je znázorněno na obr. 6 společně s popisem os.



Obr. 6 Stolová vyvrtávačka T-provedení [2]

Deskové vyvrtávačky

U deskových vyvrtávaček je obrobek upnut na nepohyblivé desce a všechny pohyby jsou vykonávány pojezdem stojanu po loži, posuvem vřetena po stojanu a výsuvem vřetena z vřeteníku.



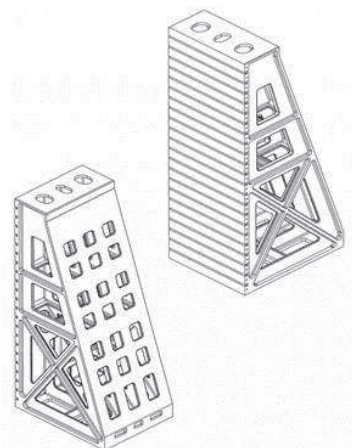
Obr. 7 Desková vyvrtávačka [2]

2.3 Příslušenství vyvrtávacích a frézovacích strojů

Za příslušenství těchto strojů se považují všechna zařízení, která zlepšují technologické možnosti obrábění. Tato zařízení jsou vyvinuta buď jako speciální, určená pro konkrétní použití, nebo univerzální, která je možno používat za určitých (většinou výrobcem stanovených) podmínek. V této části práce jsou uvedeny pouze některé možnosti univerzálních příslušenství.

Upínací zařízení

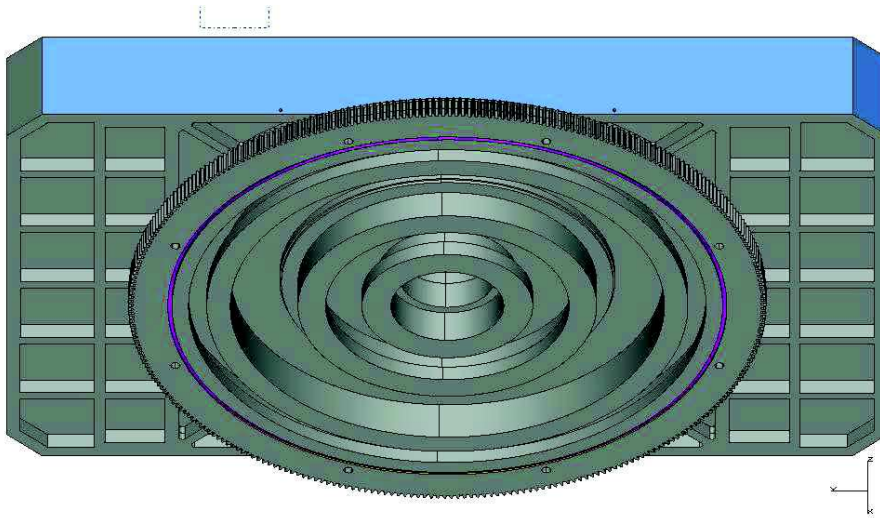
Každý obrobek musí být při obrábění dostatečně upnut, aby nedošlo k jeho posunutí, a aby byla vymezena přesná poloha vůči nástroji. Při upínání se dbá zejména na tuhost upnutí a polohu upnutí. Upínací zařízení se používá v případě, že se obrobek neupíná na pracovní stůl nebo desku stroje a je zapotřebí pracoviště doplnit zařízením pro upínání. Cílem upínacího zařízení je zvýšit možnosti upínání a tím zjednodušit obrábění nebo zkrátit čas potřebný pro upínání.



Obr. 8 Upínací úhelník [3]

Otočné stoly

Toto příslušenství zvyšuje technologické možnosti přidáním osy otáčení. Otočný stůl je ukotven do betonového základu pomocí fixátorů. Otáčení je ovládané z řídicího panelu stroje. Základními parametry otočného stolu je velikost desky a jeho nosnost (hmotnost obrobku, který je možno na stůl upnout). Otočný stůl se skládá z desky, saně a lože. Deska stolu je žebrovaný odlitek s kruhovým vedením. Po loži se posouvají saně s pohonným mechanismem otáčení stolu. Lože je ukotveno do betonového základu pomocí speciálních šroubů nebo fixátorů, které umožňují vyrovnání celého otočného stolu do roviny. Pro zajištění plynulosti otáčení desky, je nutné dodržet rovnoměrné zatížení stolu. Toho se dosáhne rovnoměrným rozložením hmotnosti obrobku.



Obr. 9 Otočný stůl [2]

Zařízení pro chlazení nástrojů

Toto příslušenství slouží k chlazení nástroje a filtraci chladicí kapaliny. Chladit nástroj lze vnějším oplachem nebo vnitřním výplachem. Chladicí kapalina je z nádrže čerpána v potřebném množství a tlaku k nástroji. Samospádem teče přes filtr do nádrže, odkud je opět čerpána k nástroji. Chladicí zařízení je připojeno ke stroji a ovládané přes řídicí panel stroje.



Obr. 10 Zařízení pro chlazení nástrojů [4]

Frézovací zařízení

Frézovací zařízení jsou příslušenství, která rozšiřují technologické možnosti a zvyšují flexibilitu stroje. Používají se pro obrábění tvarově složitých ploch nebo obrábění ploch, kam se vřetenem stroje nedostane. Další zásadní výhodou je zkrácení mezioperačních časů, jelikož polohování frézovacího zařízení je relativně jednoduché a rychlé. Vlastnosti frézovacích zařízení jsou nejvíce ovlivněny požadavky, které jsou kladeny na obráběcí stroj jako celek, tedy včetně frézovacího zařízení. Těmito požadavky jsou zejména produktivita a kvalita práce.

Produktivita práce

Produktivitou práce (výkonnost) obráběcího procesu se rozumí je množství odvedené práce za časový úsek. Celkový čas potřebný pro obrábění je součet času strojního a času vedlejšího. Oba časy je potřeba zkracovat, ale který čas je vhodné více či méně zkrátit, závisí na druhu výroby. Zkracování strojního času lze dosáhnout optimalizací řezných podmínek (zvyšováním rychlostí posuvu a otáček). Tímto se zvyšují požadavky na dynamickou a tepelnou stabilitu nástroje a tuhost frézovacího zařízení. Zkracování vedlejšího času je možno ovlivnit automatickou výměnou nástrojů nebo obrobků.

Kvalita práce

Dalším požadavkem na frézovací zařízení je kvalita práce. Kvalitou práce je možné nazvat přesnost, kterou je schopnost splnit požadavky na rozměry, tvar a povrch obrobku. Geometrická přesnost je důležitou vlastností obráběcího stroje. Jsou to parametry popisující stroj z hlediska polohy a pohybu jeho částí vůči sobě. Tyto parametry upravuje norma ČSN ISO 230-1. Součástí každého stroje je protokol o měření geometrické přesnosti, který je se strojem předáván výrobcem.

Kvalitu práce, stejně jako produktivitu, ovlivňuje tuhost a dynamická a tepelná stabilita celého zařízení, stejně jako přesnost jeho jednotlivých komponentů.

Tuhost

Tuhost je schopnost odolávat deformaci. Obecně je definována jako derivace zatížení dF podle deformace dx .

$$k = \frac{dF}{dx}$$

Rozlišují se dva typy tuhostí, a to tuhost v posunutí a tuhost v natočení.

Tuhost v posunutí je definována jako derivace síly dF působící ve směru deformace podle deformace dx .

$$k_p = \frac{dF}{dx}$$

za předpokladu platnosti Hookova zákona tzn. platnost lineární závislosti působící síly na deformaci, lze tuhost počítat dle vztahu

$$k_p = \frac{F}{x}$$

kde F je působící síla a x je velikost deformace ve směru působící síly.

Tuhost v natočení je definována jako derivace momentu síly dM podle deformace $d\varphi$ od momentu síly.

$$k_t = \frac{dM}{d\varphi}$$

Za předpokladu platnosti lineární závislosti působícího momentu na natočení, lze tuhost v natočení počítat dle vztahu

$$k = \frac{M}{\varphi}$$

kde M je moment síly a φ je úhel natočení.

Celková tuhost zařízení se stanovuje skládáním dílčích tuhostí jednotlivých částí. Při výpočtu se řeší tuhosti v tahu (tlaku), ohybu, krutu a smyku. Jednotlivé deformace se určují podle vztahů vyplývajících z Hookova zákona, které jsou uvedené v tabulce:

Zatížení	Deformace	Tuhost
Tah, tlak	$y = \frac{F * l}{E * S}$	$k = \frac{E * S}{l}$
Ohyb	$y = \frac{F * l^3}{a * E * I_0}$	$k = \frac{a * E * I_0}{l^3}$
Smyk	$\varphi = \frac{F * l}{G * S}$	$k = \frac{G * S}{l}$
Krut	$\varphi = \frac{M_k * l_k}{G * I_k}$	$k = \frac{G * I_k}{l_k}$

Tab. 1 Vztahy pro výpočet deformací a tuhostí pro různá zatížení

Ze vztahů je patrné, že deformaci lze ovlivnit rozměry, tvarem a materiálem.

Skládání tuhostí

Jednotlivé části, u kterých je řešena tuhost lze aproximovat na pružiny, a tedy skládání tuhostí lze chápat jako řazení pružin. Celková tuhost zařízení se vyjádří sériovým, paralelním nebo kombinovaným řazením pružin. Pro znázornění výpočtu je vhodné vytvořit výpočtový model, ve kterém jsou jednotlivé části zařízení poskládány paralelně a sériově jako pružiny.

Paralelní řazení pružin

Paralelně znamená vedle sebe. Z obr. 11 je vidět, že výsledná síla je součet sil působících na jednotlivé pružiny, tzn.

$$F_c = F_1 + F_2 + \dots + F_n.$$

Použitím definice tuhosti v posunutí můžeme napsat:

$$k_c * x_c = k_1 * x_1 + k_2 * x_2 + \dots + k_n * x_n$$

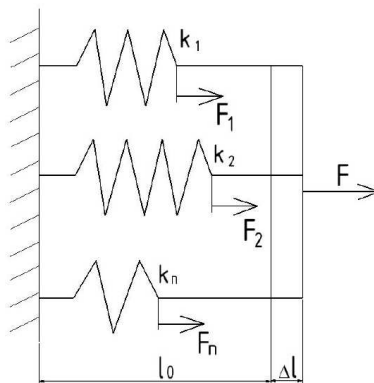
Dále je z obrázku XX patrné, že deformace je pro všechny pružiny stejná, tedy:

$$x_c = x_1 = x_2 = \dots = x_n$$

Vydělením deformací dostáváme vztah

$$k_c = k_1 + k_2 + \dots + k_n$$

Z toho plyne, že při paralelním řazení pružin je celková tuhost rovna součtu tuhostí jednotlivých pružin.



Obr. 11 Paralelní řazení pružin [5]

Sériové řazení pružin

Sériově znamená za sebou. Z obr. 12 je nyní vidět, že síly působící na jednotlivé pružiny se rovnají a rovnají se i celkové síle, tedy:

$$F_c = F_1 = F_2 = \dots = F_n$$

Dále je z obrázku YY patrné, že celková deformace se rovná součtu deformací jednotlivých pružin, tzn.:

$$x_c = x_1 + x_2 + \dots + x_n$$

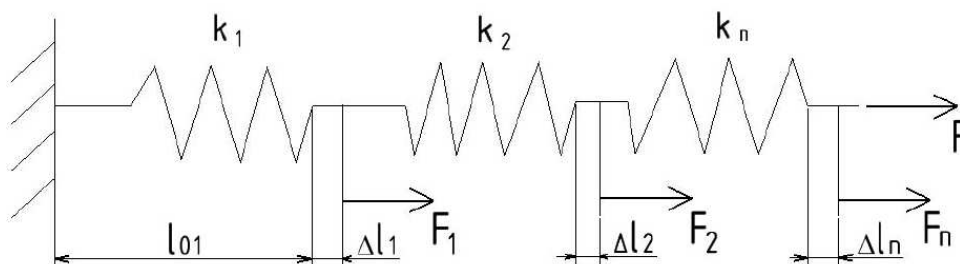
Vyjádřením deformace z definice tuhosti a dosazením do vztahu dostáváme vztah:

$$\frac{F}{k_c} = \frac{F}{k_1} + \frac{F}{k_2} + \dots + \frac{F}{k_n}$$

Vydělením síly F dostáváme výsledný vztah:

$$\frac{1}{k_c} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \dots + \frac{1}{k_n}$$

Z tohoto vztahu vyplývá závěr, že při sériovém řazení pružin je převrácená hodnota celkové tuhosti rovna součtu převrácených hodnot tuhostí jednotlivých pružin. Převrácená hodnota tuhosti je poddajnost. Platí tedy, že celková poddajnost je součet poddajností jednotlivých pružin.



Obr. 12 Sériové řazení pružin [5]

Dynamická stabilita

Při obrábění dochází k dynamickému zatížení tím, že se břít frézy zařezává do materiálu. Tímto dochází ke kmitání, a proto celý obráběcí stroj, tedy včetně frézovacího zařízení musí být dynamicky stabilní. To znamená, že musí odolávat kmitání. Kmitání je nutné tlumit pružnými deformacemi pouze do požadované přesnosti, což je relativně malá deformace. Tím vznikají vysoké nároky na rozměry, tvar i materiál frézovacího zařízení. Z tohoto důvodu mnohdy nelze obrábět hluboké otvory, protože by na konci nástroje došlo k příliš velké deformaci a mohlo by dojít i k ulomení nástroje. Celý obráběcí stroj je složitý kmitající systém. Dynamicky stabilní stroj je, když se nezvětšují amplitudy kmitání. Rozlišují se tři typy kmitání: volné, vynucené a samobuzené.

Volné kmitání

Volně kmitá soustava, která byla uvedena do nerovnovážné polohy. Takové kmitání je možné popsat pohybovou rovnicí:

$$ma + bv + kx = 0$$

kde m je hmotnost soustavy, a zrychlení, b konstanta tlumení, v rychlost, k tuhost a x je výchylka.

Důležitým parametrem je vlastní frekvence soustavy

$$\Omega = \sqrt{\frac{k}{m}}$$

Katedra konstruování strojů

Jakub Šlajs

Touto frekvencí kmitá netlumená soustava po uvedení do nerovnovážné polohy.

Vynucené kmitání

Vynucené kmitání je popsáno podobnou rovnicí jako volné kmitání, ovšem s nenulovou pravou stranou, kde je budící síla proměnná v čase.

$$ma + bv + kx = F(t)$$

V případě periodicky proměnné budící síly $F(t)$ je potřeba brát ohled na frekvenci této budící síly. V případě rovnosti frekvence budící síly a vlastní frekvence soustavy, dochází k jevu, nazývanému rezonance. Při rezonanci dochází ke zvýšení výchylky a v případě netlumené soustavy až do nekonečna a tím poškození kmitající soustavy. Rezonanci se zabráňuje konstrukčními úpravami, které vedou ke změně vlastní frekvence např. změnou tuhosti nebo hmotnosti soustavy.

Samobuzené kmitání

Toto kmitání vzniká při působení vnější síly, která nemusí být periodická, ale vyvolá v soustavě kmitání. Amplituda takového kmitání rychle narůstá a ustálí se na určité hodnotě. Frekvence samobuzeného kmitání se blíží k vlastní frekvenci některé části soustavy. Samobuzené kmitání bývá vyvoláno obráběním při určitých režných podmínkách.

Tepelná stabilita

Při obrábění vzniká teplo, které je nežádoucí, protože má negativní vliv na nástroj a frézovací zařízení, a tím na přesnost a jakost obráběných ploch. V zásadě se rozlišují tři druhy tepla působící na frézovací zařízení. Jsou to:

- Teplo vznikající v důsledku obrábění
- Teplo vznikající pasivními odpory ve frézovacím zařízení, např. v uložení
- Teplo z okolí

Změna teploty má vliv na rozměry, protože způsobuje teplotní dilataci. Teplotní roztažnost se stanovuje ze vztahu:

$$\Delta l = l * \alpha * \Delta t$$

kde Δl je změna délky, l rozměr součásti, α součinitel teplotní roztažnosti a Δt rozdíl teplot.

Při konstruování je potřeba brát ohled na tepelné zdroje a tyto zdroje izolovat nebo je vhodným způsobem ochlazovat. Teplotní dilataci lze předcházet volbou vhodného tvaru a materiálu, který má velkou tepelnou kapacitu a nízký součinitel teplotní roztažnosti.

Rozdělení frézovacích zařízení

Frézovací zařízení se rozdělují z několika hledisek podle:

- počtu a sklonu os natáčení
- způsobu natáčení

Počtu a sklonu os natáčení

Rozlišují se jednoosá a dvouosá natáčecí zařízení. Jednoosá zařízení mají jednu otočnou osu a lze je natočit o úhel 360°. Otočná osa zařízení je skloněna o úhel 90° vzhledem k ose vřeten stroje. Dvouosá natáčecí zařízení mají jednu osu totožnou s osou vřeten stroje a druhá osa je

Katedra konstruování strojů

Jakub Šlajs

skloněna o úhel 45° nebo 90° . Další možností jsou jednoosá zařízení, která mají pouze jednu osu, a ta je totožná s osou vřetena stroje. Tato zařízení slouží k prodloužení vřetena stroje nebo ke zvýšení otáček nástroje například při obrábění snadno obrobitelných materiálů.

Způsobu natáčení

Prvním způsobem natáčení os zařízení je ruční, pomocí šnekového soukolí. Zde je potřeba zajistit vhodným způsobem aretaci polohy, aby při obrábění nedošlo ke změně natočení. Rám zařízení je vybaven noniem pro nastavení přesné polohy. Dalším způsobem je natáčení pomocí vřetena stroje tzv. indexováním. Zde je pohon natočení zajištěn od vřetena stroje. Natočení ovšem není libovolné, protože spojení je například pomocí Hirthovy spojky v rozsahu 12 – 360 zubů, tudíž minimální natočení je po jednom stupni (jednom zubu). Třetí možností je polohovým servomechanizmem, zde je možno natáčení pod libovolným úhlem. Natáčení zajišťují servomotory.

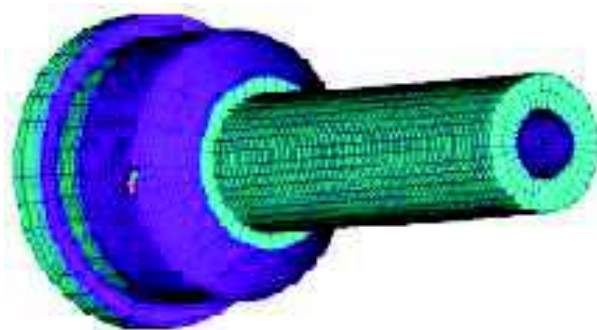


Obr. 13 Různé možnosti konstrukce frézovacích zařízení [5]

2.4 Funkčně konstrukční celky

Rám – těleso

Těleso frézovacího zařízení je odlitek nebo svařenec, ve kterém jsou uloženy všechny součásti zařízení. Součástí rámu je příruba, pomocí které se zařízení montuje na pinolu stroje. V rámu jsou, mimo jiné, uloženy vstupní a výstupní hřídel. Z tohoto důvodu jsou na rám kladeny zvýšené požadavky tuhosti, tepelné a dynamické stability. Z důvodu tepelné stability musí být zajištěn dostatečný odvod tepla a dynamická stabilita je vyžadována při velkém vyložení nástroje. Z důvodu složitosti tvaru a možností konstrukce se výpočty provádí analýzou MKP.

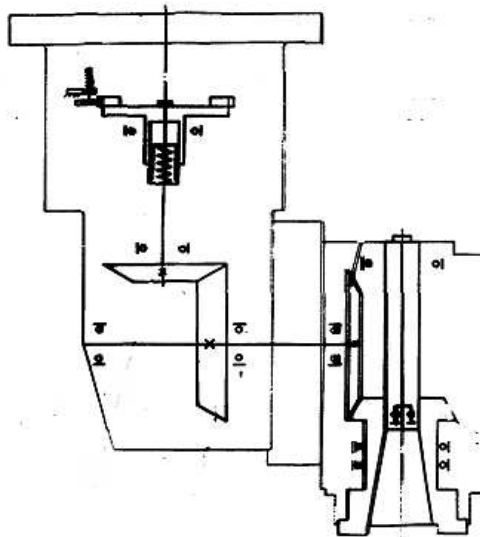


Obr. 14 Těleso zařízení pro MKP analýzu [2]

Pohon

Hlavní pohon je odvozen od vřetena stroje. Přenos momentu je zajištěn perem nebo Hirthovou spojkou. Pokud je požadována změna otáček, je mezi vstupní a výstupní hřídel řazena převodovka s čelními koly a pro kolmou osu se řadí kuželová kola.

Vedlejší pohyb (indexování) je prováděn vřetenem stroje. Další možností vedlejšího pohybu je pomocí vlastního pohonu, nejčastěji servomotorem. V případě souvislého vedlejšího pohybu je pomocí servomotoru, který je součástí frézovacího zařízení.



Obr. 15 Kinematické schéma pohonu frézovacího zařízení [2]

Přívody energie (chladivo, elektrická energie, informace)

Frézovací zařízení jsou v závislosti na typu a požadovaném stupni automatizace vybavena těmito automatickými funkcemi.

- Upínání zařízení na čelo pinoly
- Upínání nástroje svazkem pružin, uvolňování tlakovým olejem
- Mazání ložisek a ozubených kol
- Chlazení ložisek
- Ochrana vnitřního prostoru zařízení tlakovým vzduchem
- Čistění upínacího kužele tlakovým vzduchem vedeným přes rotační přívod (rozvaděč pro přepínání vzduch – rezná kapalina bude umístěn na stroji a ovládat z panelu stroje)
- Chlazení a mazání rezného nástroje reznou kapalinou rotačním přívodem
- Pohon motorů umístěných na zařízení

Většinou jsou přívody energie a informací pro tyto funkce (konektory, hydraulické spojky) umístěny v přírubě stroje a zařízení.



Obr. 16 Rotační přívod chladiva [6]

3. Rychloběžné frézovací zařízení

Pro konstrukci frézovacího zařízení jsou použity parametry uvedené v příloze zadání bakalářské práce. Pro lepší přehled jsou uvedeny i zde.

Převod mezi vřetenem frézovacího stroje a vřetenem zařízení		1 : 4
Max. otáčky vřetene zařízení	1/min	6000
Výkon od otáček 1500 1/min	kW	20
Max. točivý moment do otáček 1500 1/min	Nm	127
Životnost	hod	4000
Kužel vřetene	ISO	50
Ustálená provozní teplota	°C	70
Mazání	tuk	

- Zatěžovací stavy

Stav	Poměrná doba běhu q_i	Moment	Otáčky
			min^{-1}
1	0,3	127	1500
2	0,5	48	4000
3	0,2	32	6000

- Dokumentace pro konstrukci

Učební text	ul_vret_2013.pdf
Program	KISSsoft: ul_vret_frez_speeder.W10, MitCalc
Výkres	vreteno_frez.dwg
Konkurenční výrobky	www.spindle-speeders

Dále bylo vycházeno z výkresu uvedeného na obr. 17. Na tomto obrázku jsou popsány hlavní díly a důležité rozměry frézovacího zařízení.

Popis pracovního cyklu frézovacího zařízení

Nasazení na stroj

- nastavení polohy vřetena zařízení a vřetena stroje pomocí třecí spojky
- upevnění na stroj pomocí svěrných spojů na přírubě
- uvolnění aretace výsuvem vřetena stroje
- upnutí nástroje

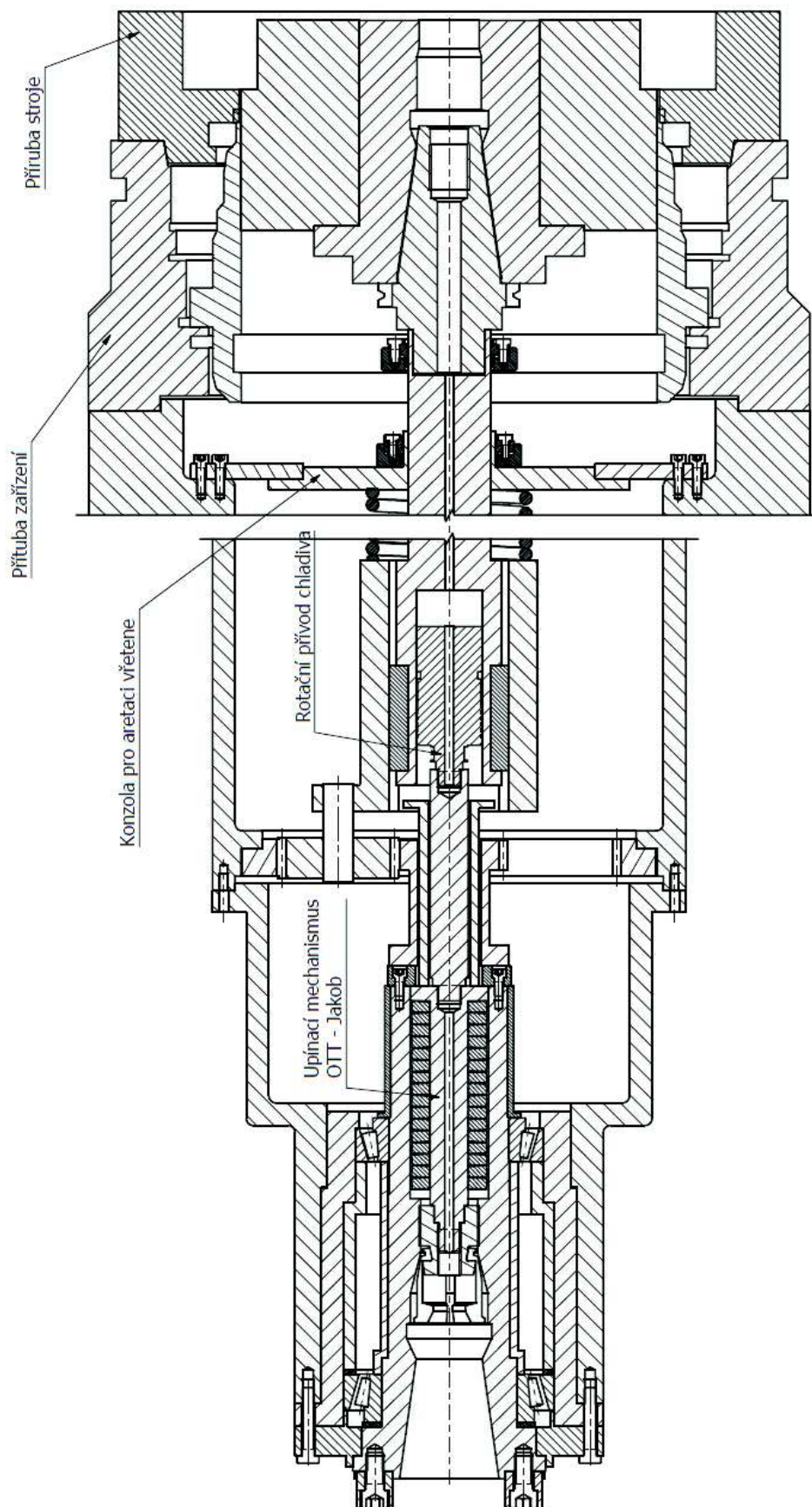
Sejmutí ze stroje

- uvolnění nástroje výsuvem vřetena stroje
- orientace vřetena pro aretaci
- aretace polohy zasunutím vřetena stroje
- uvolnění svěrných spojů a sejmutí frézovacího zařízení

Doplňující požadavky na zařízení

- Příruba zařízení bude opatřena spojkou pro přívod tlakového oleje, kterým se bude ovládat upínání zařízení na čelo pinoly.
- Upínání nástroje se bude provádět svazkem pružin, uvolňování vysunutím vrtacího vřetena stroje.
- Mazání ložisek a planetového převodu bude řešeno stálou náplní tuku.
- Chlazení ložisek a ozubení bude zajištěno přirozeným přestupem tepla.
- Aretace úhlové polohy vřetena zařízení vzhledem k úhlové poloze vřetena stroje se provádí aretačním mechanismem. Tento mechanismus se odjišťuje výsuvem vřetena.
- Ochrana vnitřního prostoru zařízení tlakovým vzduchem vedeným z příruby zařízení přes spojku
- Čistění upínacího kužele tlakovým vzduchem vedeným přes rotační přívod (rozvaděč pro přepínání vzduch – rezná kapalina bude umístěn na stroji a ovládat z panelu stroje)
- Chlazení a mazání rezného nástroje reznou kapalinou rotačním přívodem

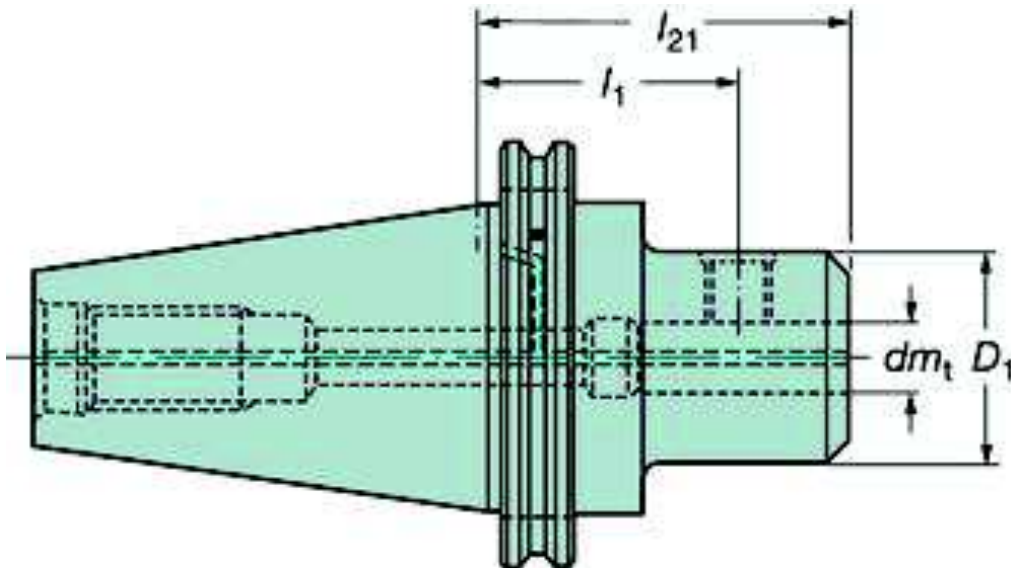
Chlazení a mazání nástroje upnutého v dutině vřetena se provádí přívodem rezné kapaliny osou vřetena.



Obr. 17 Výchozí výkres pro konstrukci frézovacího zařízení

Adaptér ISO 50

Adaptér ISO 50 je použit dle zadání kužele vřetena ISO 50 a je umístěn na vstupu frézovacího zařízení. Slouží k přenosu točivého momentu z vřetena stroje. Tento adaptér je spojen s hlavní hřídelí frézovacího zařízení pomocí třecí spojky. Adaptér byl vybrán z katalogu Rotating tools – Tooling system od firmy SANDVIK Coromant. Označení adaptéru: A1B20-50 16 063



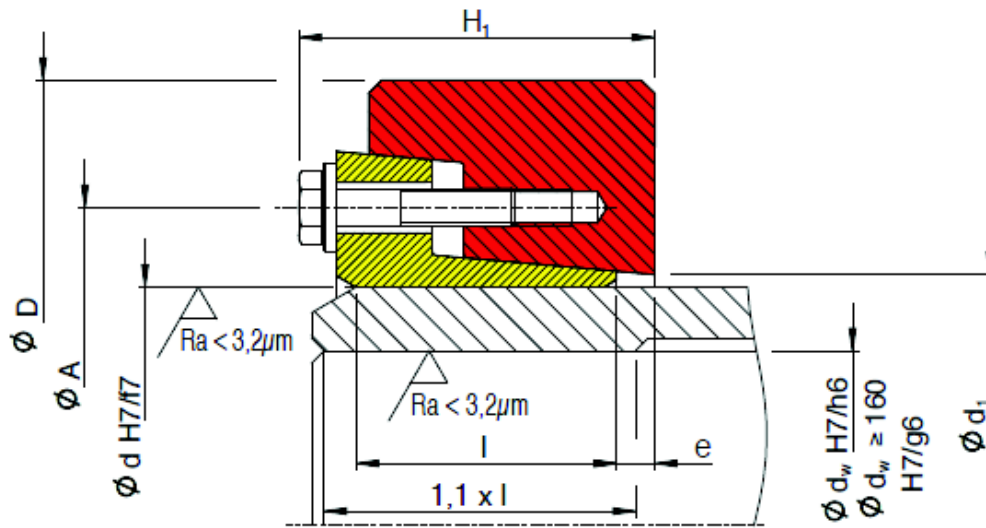
Obr. 18 Adaptér ISO 50 [7]

Parametry adaptéru:

Kužel	ISO 50
dm_t [mm]	16
D_1 [mm]	48
l_1 [mm]	39
l_{21} [mm]	63
m [kg]	3,1

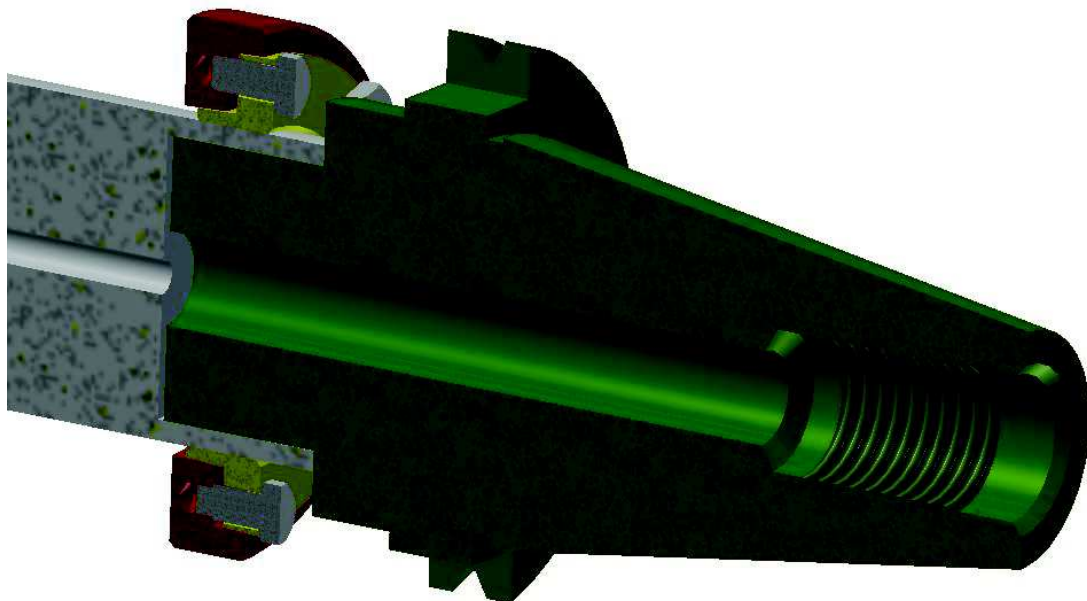
Na základě těchto parametrů byla vybrána třecí spojka HSD 56 – 20 z katalogu FRICTIONAL CONNECTIONS od firmy STÜWE.

Parametry třecí spojky:



Obr. 19 Náčrt třecí spojky [8]

d [mm]	55	H_1	23
d_w [mm]	48	A [mm]	72
M_t [kNm]	0,57	d_1 [mm]	59
D [mm]	90	e	2,5
l [mm]	13	m [kg]	0,4



Obr. 20 Model adaptéru ISO 50 s hřídelí zařízení spojeno třecí spojkou

Vstupní hřídel zařízení

Do této hřídele bude na jednom konci zasunut adaptér ISO 50 a zajištěn třecí spojkou a na druhém konci bude hřídel vstupovat do převodovky. Protože hřídel přenáší zatížení, je potřeba zkontrolovat, zda průměr, který je potřeba pro svěrnou spojku, přenesení zatížení z přílohy zadání.

Při otáčkách zařízení $n_{zař} = 1500$ 1/min a výkonu $P = 20$ kW je točivý moment 127 Nm. Protože převod mezi vřetenem frézovacího stroje a vřetenem zařízení $i = 4$, tak otáčky vřetena stroje jsou:

$$n_{str} = \frac{n_{zař}}{i} = \frac{1500}{4} = 375 \text{ 1/min}$$

Při těchto otáčkách je točivý moment na vřetenu stroje

$$M_{Kstr} = \frac{P}{2 * \pi * n} = \frac{20000}{2 * \pi * \frac{375}{60}} = 509 \text{ Nm}$$

Průměr hřídele se stanoví z maximálního dovoleného napětí v krutu. Zatížení je považováno za statické, proto maximální dovolené napětí v krutu $\tau_{dk} = 85$ MPa.

Platí:

$$\tau_k = \frac{M_{Kstr}}{W_k} = \frac{M_{Kstr}}{\frac{\pi * d^3}{16}} \leq \tau_{dk}$$

kde τ_k je napětí v krutu, τ_{dk} je dovolené napětí v krutu, M_{Kstr} je kroučící moment stroje, W_k je průřezový modul v krutu a d je průměr hřídele.

Po úpravě tohoto vztahu dostáváme vztah pro výpočet průměru

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 * M_{Kstr}}{\pi * \tau_{dk}}} = \sqrt[3]{\frac{16 * 509}{\pi * 85 * 10^6}} = 31,2 \text{ mm}$$

Protože pro třecí spojku HSD 56 – 20 je potřeba průměr hřídele 57 mm a to je větší než minimální možný tj. 31,2 mm. Z tohoto vyplývá, že je možné použít tuto třecí spojku.

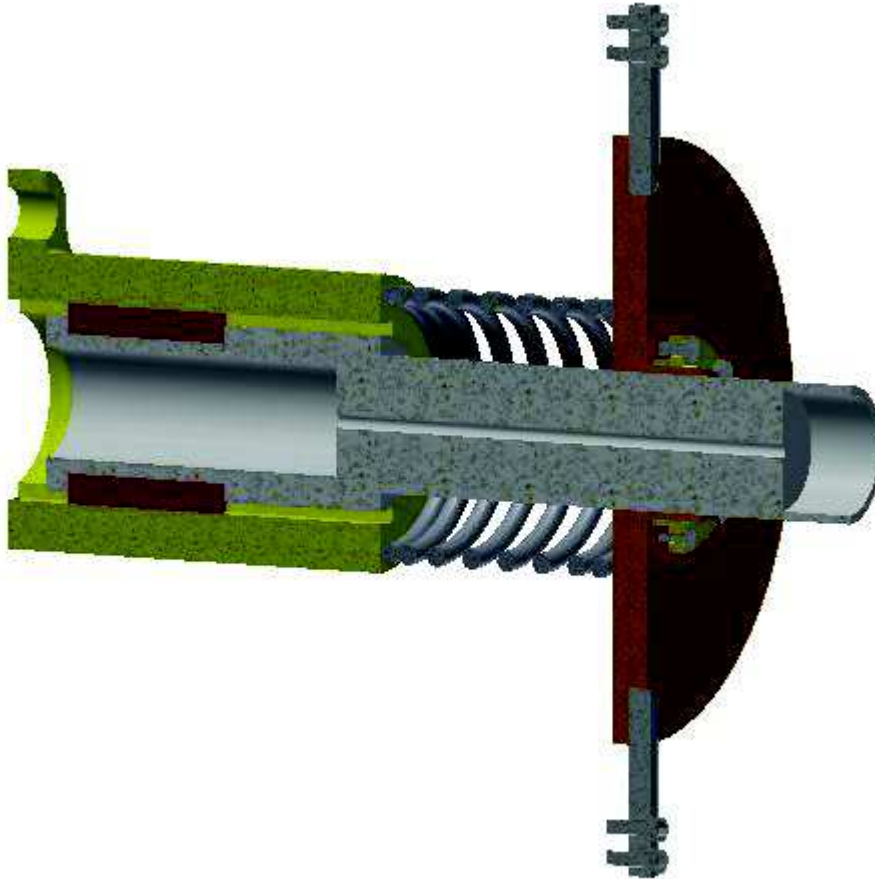
Aretační kotouč

Aretační kotouč je na vstupní hřídeli zařízení zařazen ještě před adaptérem ISO 50 a je na hřídel připevněn třecí spojkou HSD 61 – 20. Aretační kotouč slouží k nastavení polohy vřetena zařízení, aby bylo ve stejné poloze jako vřeteno frézovacího stroje. Před nasazením frézovacího zařízení na stroj se třecí spojka povolí, nastaví se poloha vřetena, spojka se opět utáhne a zařízení se nasadí na stroj. Před frézováním dojde vysunutím vřetena stroje k uvolnění aretačního kotouče z konzoly pro aretaci vřetena. Aretační kotouč nepřenáší žádné zatížení. Z tohoto důvodu by pro upevnění na hřídel postačovala menší spojka. Ovšem bylo by zbytečné z tohoto důvodu upravovat průměr hřídele na menší. Po dokončení obrábění a sundání (sejmutí) zařízení, je toto naorientováno tak, aby se aretační kotouč zasunul do

Katedra konstruování strojů

Jakub Šlajs

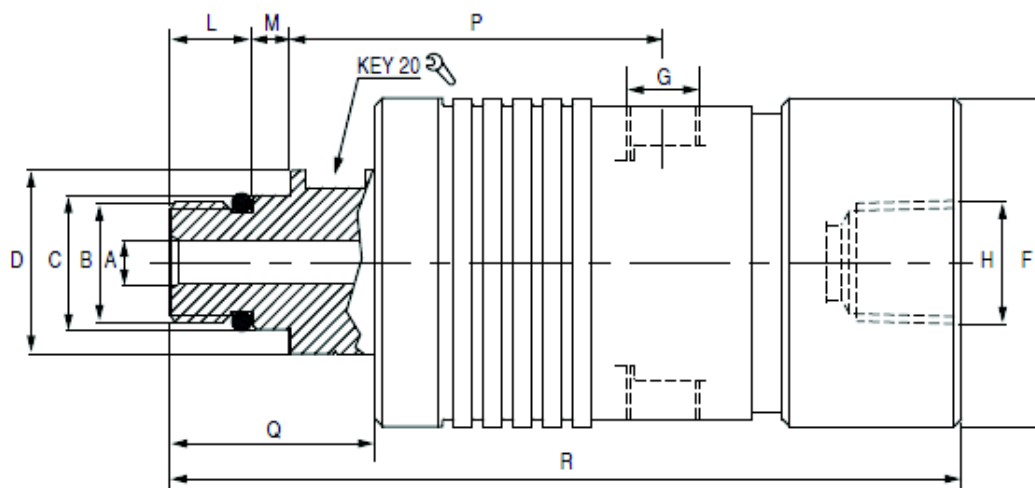
konzoly. O toto se postará pružina aretace, která je umístěna mezi aretačním kotoučem a hřídelí převodovky.



Obr. 21 Model aretace pro zajištění polohy

Rotační přívod chladiva

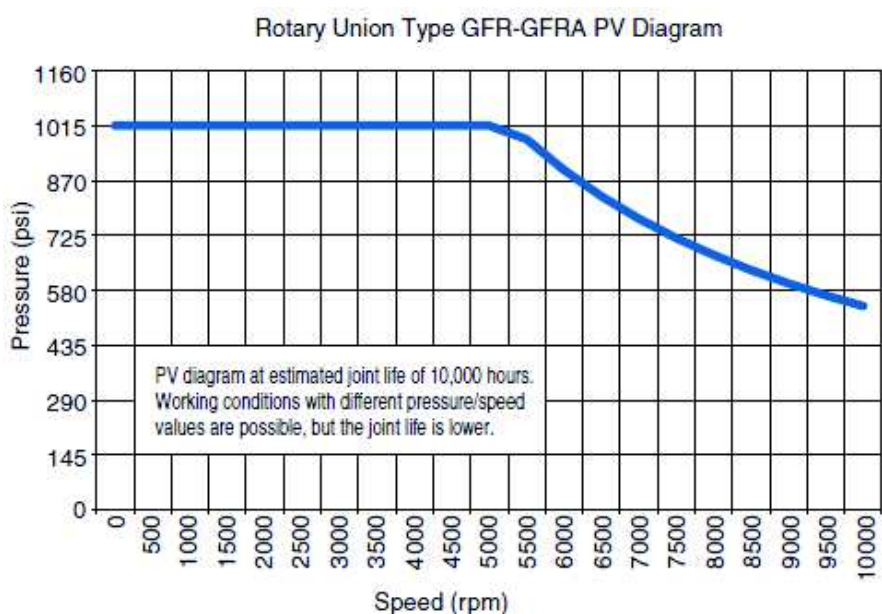
Rotační přívod chladiva je zařízení, které rozvádí chladicí medium k potřebným částem frézovacího zařízení. Rotační přívod chladiva je umístěn ve vstupní hřídeli frézovacího zařízení. Na konci, respektive na vstupu do převodovky. V hřídeli je pro něj zhotoven otvor. Z katalogu Rotary unions firmy KADANT byl vybrán rotační přívod chladiva GFR009030110.



Obr. 22 Náčrt použitého rotačního přívodu chladiva [6]

A [inch]	0,24	H	3/8" BSP
B	M16 x 1,5 LH	L [inch]	0,43
C [mm]	17,994/17,983	M [inch]	0,20
D [inch]	0,96	P [inch]	2,19
F [inch]	1,73	Q [inch]	1,06
G	1/8" BSP	R [inch]	4,17

Při výběru je důležitý průběh tlaku v závislosti na otáčkách. Takový průběh je znázorněn na obr. 23. Je zde vidět, že v rozsahu otáček od 375 1/min do 1500 1/min je tlak konstantní na hodnotě přibližně 1015 psi a to odpovídá přibližně 70 bar.



Obr. 23 Diagram závislosti tlaku na otáčkách rotačního přívodu chladiva [6]

Vstup do převodovky

Pro přenos zatížení mezi hřídelí a převodovkou byl zvolen spoj pomocí pera. Pro vyvážení při provozu byla použita dvě pera proti sobě. Zde je potřeba stanovit délku per z dovoleného tlaku a zkontrolovat na střih.

Maximální dovolený tlak $p_d = 120 \text{ MPa}$

Platí:

$$p = \frac{F}{S} \leq p_d$$

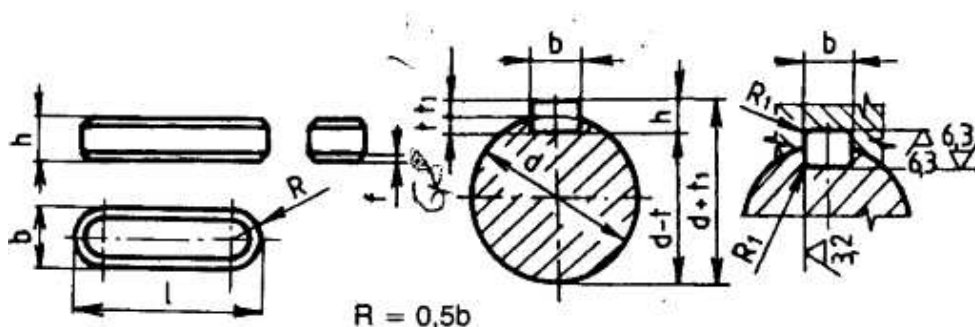
kde F je síla působící na pero a S je plocha na kterou působí síla.

Síla F se stanoví z krouticího momentu a průměru hřídele, platí tedy:

$$F = \frac{2M_{Kstr}}{d} = \frac{2 * 509}{0,070} = 14543 \text{ N}$$

Tato síla je pro obě pera. Pro zjištění délky jednoho pera použijeme poloviční sílu, tzn. $F/2 = 7271,5 \text{ N}$.

Dalším krokem je nalezení velikosti pera ve strojnických tabulkách pro průměr hřídele 70 mm. Bylo nalezeno pero o výšce $h = 12 \text{ mm}$ a šířce $b = 20 \text{ mm}$.



Obr. 24 Náčrt pera a jeho uložení [9]

Z obr. 24 je vidět, že plocha S , na kterou síla F působí je:

$$S = \frac{h}{2} * (L - b)$$

zde L je délka pera.

Nyní již můžeme dosadit do vztahu pro tlak

$$p_d \geq \frac{F/2}{\frac{h}{2} * (L - b)}$$

Z tohoto vztahu lze vyjádřit délku pera L :

$$L \geq \frac{2 * F/2}{p_d * h} + b = \frac{2 * 7271,5}{120 * 12} + 20 = 30,1 \text{ mm}$$

Z tohoto výsledku je s ohledem na tabulkové hodnoty zvolena délka pera 70 mm.

Dalším krokem je kontrola pera na stříh. Platí:

$$\tau_s = \frac{F}{S}$$

kde τ_s je napětí ve stříhu.

Z obr. 24 je vidět, že plocha, na kterou působí síla F je

$$S = (L - b) * b$$

Síla F je stále stejná, proto je možno dosadit do vztahu

$$\tau_s = \frac{F}{(L - b) * b} = \frac{7271,5}{(70 - 20) * 20} = 7,27 \text{ MPa}$$

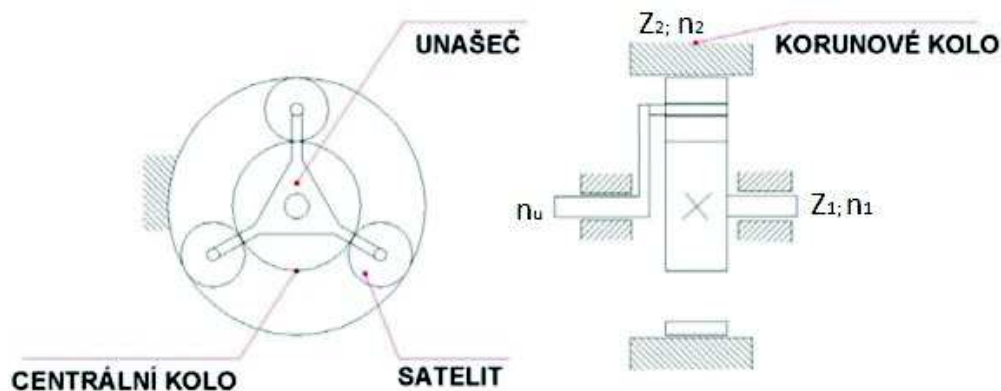
Dovolené napětí na stříh (smyk) se stanoví jako 0,6 krát dovolené napětí v tahu. Dovolené napětí v tahu pro ocel $\sigma_t = 200 \text{ MPa}$

Tedy: $\tau_{ds} = 0,6 * \sigma_t = 0,6 * 200 = 120 \text{ MPa}$. Je splněna podmínka $\tau_{ds} \geq \tau_s$ a tím pera na stříh vyhovují.

Planetová převodovka

Převodovky obecně slouží k vytvoření silové a kinematické vazby mezi vstupním a výstupním členem. Klasické převodovky mají jeden stupeň volnosti. Planetové převodovky vzniknou uvolněním např. rámu a tím vznikne soustava s dvěma stupni volnosti – diferenciál. Uvolňováním a brzděním určitých částí je možno měnit převodové poměry.

V tomto případě slouží planetová převodovka pro převod mezi vřetenem frézovacího stroje a vřetenem zařízení, je umístěna uvnitř frézovacího zařízení a rám převodovky, respektive korunové kolo je nehybné, spojené s tělesem frézovacího zařízení. Vstupem do převodovky je vstupní hřídel, která je poháněna obráběcím strojem a přenos krouticího momentu je zajištěn již zmíněným a vypočteným perem. Na obr. 25 je znázorněno kinematické schéma planetové převodovky.



Obr. 25 Kinematické schéma planetové převodovky

Pro výpočet převodového poměru vycházíme ze vztahu:

$$\frac{n_1 - n_u}{n_2 - n_u} = -\frac{z_2}{z_1}$$

kde n_1 je počet otáček centrálního kola, n_2 počet otáček korunového kola, n_u počet otáček unašeče, z_1 počet zubů centrálního kola, z_2 počet zubů korunového kola.

Znaménko mínus před zlomkem na pravé straně rovnice znamená změnu smyslu otáček. Dále vycházíme z pevného korunového kola. To znamená, že otáčky korunového kola $n_2 = 0$. Dosazením a úpravou vztahu nyní dostáváme:

$$-\frac{n_1}{n_u} + 1 = -\frac{z_2}{z_1}$$

Nyní úpravou tohoto vztahu tak, aby na levé straně byly jen otáčky centrálního kola, dostaneme vztah:

$$n_1 = \left(1 + \frac{z_2}{z_1}\right)n_u$$

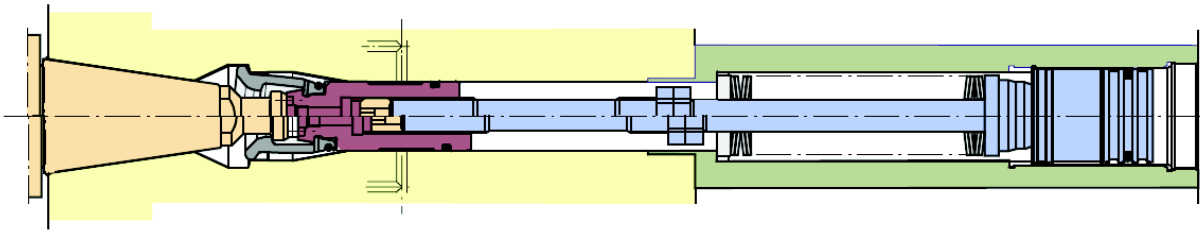
Hodnota v závorce určuje převodový poměr. V tomto případě podle zadání má být převodový poměr roven 4. To znamená, že poměr:

$$\frac{z_2}{z_1} = 3$$

Protože převod mezi vřetenem obráběcího stroje a frézovacího zařízení je zadán a řešení planetové převodovky není v této práci požadováno, proto není planetová převodovka více řešena.

Upínací mechanismus

Upínací mechanismus slouží k upnutí nástroje a přenáší síly a točivý moment potřebný pro obrábění. Točivý moment je přenášen kuželovou třecí plochou a unášecími kameny vřetena. V dutině vřetena je umístěn mechanismus OTT – Jakob pro výměnu nástrojů. Tento mechanismus zajišťuje automatické upínání a uvolňování nástroje. Upnutí je vyvozeno páčkovým upínacím mechanismem. Sílu pro upnutí vyvozuje tažený svazek pružin umístěný před páčkovým mechanismem. Svazek pružin je ovládán výsuvem vřetena stroje. Výsuvem dojde ke stlačení pružin, ty ovládají páčkový mechanismus, který uvolní nástroj. Dále musí být zajištěno, že při vypnutí stroje zůstane nástroj upnut. Mechanismus OTT – Jakob je připojen na rotační přívod chladiva a středem celého upínacího mechanismu je přiváděno chladicí medium k nástroji. Princip fungování mechanismu OTT – Jakob je znázorněn na obr. 26.



Obr. 26 Upínací mechanismus OTT Jakob [10]

Uložení vřetene frézovacího zařízení

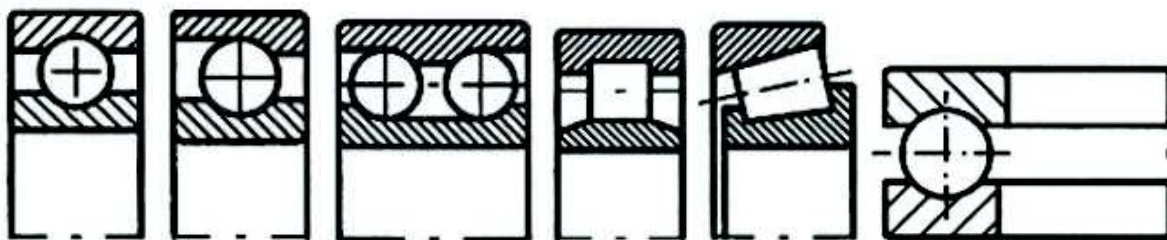
Základním požadavkem na uložení frézovacího vřetena je přenos zatížení od nástroje při obrábění. Toto zatížení je silové a dá se rozložit do radiálního a axiálního směru. Dalším požadavkem je vymezení přesné polohy vřetena a zároveň zajistit otočný pohyb. Existují dva základní typy uložení a to kluzná a valivá. V tomto případě je vhodnější volit valivá uložení. Důvodem jsou menší ztráty, a tím menší tepelné zatížení, menší spotřeba maziva a lze je tedy použít při větším počtu otáček.

Valivá ložiska se rozdělují podle zatížení, která přenáší, a to na radiální a axiální.

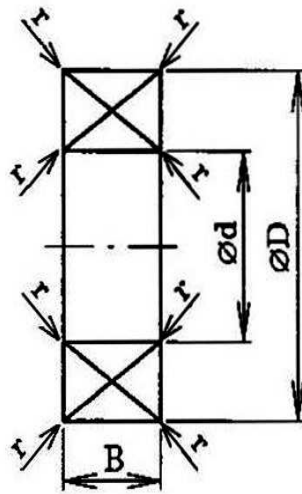
Radiální ložiska přenášejí zatížení kolmo na osu uložené součásti. Axiální ložiska přenášejí zatížení ve směru osy součásti. Existují i ložiska, která přenášejí oba směry zatížení. V případě, že převažuje zatížení radiální, nazývají se tato ložiska radiálně axiální, v opačném případě jsou to ložiska axiálně radiální.

Dále se ložiska rozdělují podle druhu tělísek na kuličková, válečková, kuželíková, soudečková a jehlová. Tato tělíska se dotýkají kroužků a podle toho se rozdělují ještě na ložiska s bodovým dotykem (kuličková) a s čárovým dotykem (válečková, soudečková, kuželíková, jehlová).

Další možností je vložení více tělísek vedle sebe, a tím se ložiska rozdělují na jednořadá a víceřadá (dvouřadá, trojřadá).



Obr. 27 Druhy valivých ložisek [11]

Základní rozměry ložisek**Obr. 28 Základní rozměry ložisek [11]**

$\varnothing D$...vnější průměr

$\varnothing d$...vnitřní průměr

B...šířka

r...poloměr zaoblení

Statické zatížení ložisek

Statická únosnost je důležitá u ložisek, která se pomalu otáčejí nebo se delší dobu nepohybují. Statická únosnost je zatížení, které způsobí trvalou deformaci v místě dotyku $0,0001 \varnothing$ tělíska. Statická únosnost se značí C_0 a je udávána v katalogu výrobce ložiska.

Při kombinovaném namáhání (radiální i axiální silou) se zavádí ekvivalentní síla F_{ekv}

$$F_{ekv} = X_0 * F_{ro} + Y_0 * F_{ao}$$

Kde X_0 je součinitel statického radiálního zatížení, F_{ro} je statické radiální zatížení, Y_0 je součinitel statického axiálního zatížení a F_{ao} je statické axiální zatížení.

Součinitelé X_0 a Y_0 jsou udávány v katalozích výrobců ložisek.

Dynamické zatížení ložisek

Dynamické zatížení ložiska zde neznámá zatěžování proměnlivým zatížením, ale zatížením při otáčkách, kdy už se nepovažuje zatížení za statické.

V katalogu výrobců ložisek je uvedena dynamická únosnost ložiska C. Východiskem pro stanovení velikosti dynamické únosnosti C je základní trvanlivost L. Tato trvanlivost je jeden milion otáček.

$$L = \left(\frac{C}{F}\right)^p = 10^6 \text{ ot}$$

zde C je dynamická únosnost, F je zatížení a $p = 3$ pro bodový styk a $p = 3/10$ pro čárový styk.

Zde pro určení základní dynamické únosnosti C je potřeba, aby $F = C$.

Trvanlivost ložiska při dynamickém zatížení

Trvanlivost ložiska L_h vyjadřuje počet hodin, po které vydrží ložisko dané zatížení. Při stanovení trvanlivosti se vychází ze základní trvanlivosti L vydělené počtem otáček. Tedy:

$$L_h = \frac{10^6 * L}{60 * n} = \frac{10^6}{60 * n} * \left(\frac{C}{F}\right)^p$$

kde L je základní trvanlivost, n je počet otáček za minutu, C je dynamická únosnost, F je zatížení, $p = 3$ pro bodový dotyk a $p = 3/10$ pro čárový dotyk.

Kombinované zatížení

Při proměnlivém zatížení zjišťujeme trvanlivost podobně jako u jednoduchého zatížení. Rozdíl je v zavedení ekvivalentní síly F_{ekv} , která reprezentuje zátěžnou sílu F. Ekvivalentní síla F_{ekv} se stanovuje podle vztahu:

$$F_{ekv} = X * F_r + Y * F_a$$

zde X je součinitel dynamického radiálního zatížení, F_r je radiální síla, Y je součinitel dynamického axiálního zatížení a F_a je axiální síla.

Součinitelé X a Y jsou uvedeny v katalogu výrobce ložisek.

Vztah pro trvanlivost ložisek při kombinovaném zatížení je tedy:

$$L_h = \frac{10^6 * L}{60 * n} = \frac{10^6}{60 * n} * \left(\frac{C}{F_{ekv}}\right)^p$$

zkratky jednotlivých veličin již byly uvedeny u předchozích vztahů.

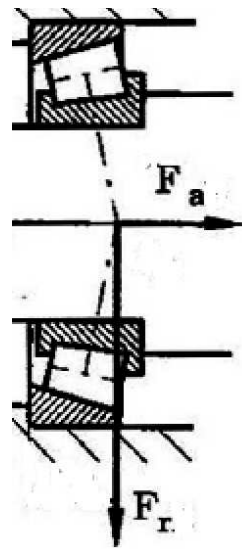
Přídavné síly v ložiskách s kosoúhlým stykem

U ložisek s kosoúhlým stykem se zatížení rozkládá do axiálního a radiálního směru. Axiální síla F_a se stanoví podle vztahu

$$F_a = \frac{F_r}{2 * Y}$$

zde F_r je radiální síla působící na ložisko a Y je součinitel dynamického axiálního zatížení, tento součinitel je uveden v katalogu výrobce ložiska.

Znázornění rozkladu sil je uvedeno na obr. 29



Obr. 29 Znázornění přídatných sil u ložiska s kosouhlým stykem [11]

Tepelné zatížení ložisek

Tepelné zatížení ložisek je důležité zjišťovat, protože výrobce ložisek udává provozní teplotu, při které ložisko správně funguje. Základní stanovení nárůstu teploty se určí ze ztrátového výkonu a součinitele chlazení. Pro určení ztrátového výkonu je potřeba vypočítat třecí moment. Tento moment se stanoví dle empirického vztahu

$$M = 0,5 * \mu * P * d$$

kde M je třecí moment, μ je konstantní součinitel tření, P je ekvivalentní dynamické zatížení ložiska ($P \approx 0,1C$) a d je vnitřní (malý) průměr ložiska.

Konstantní součinitel tření μ nabývá hodnot od 0,0011 do 0,0050 podle druhu ložiska a druhu styku.

Z třecího momentu nyní lze určit ztrátový výkon N_R podle empirického vztahu

$$N_R = 1,05 * 10^{-4} * M * n$$

zde M je třecí moment a n je počet otáček za minutu.

Z tohoto vztahu lze vypočítat nárůst teploty ΔT , který se rovná ztrátovému výkonu N_R vydělenému součinitelem chlazení W_S , tedy:

$$\Delta T = \frac{N_R}{W_S}$$

Při provozu dochází k nárůstu teploty, která se ustálí na provozní hodnotu vlivem odvodu tepla.

Program KISSsoft

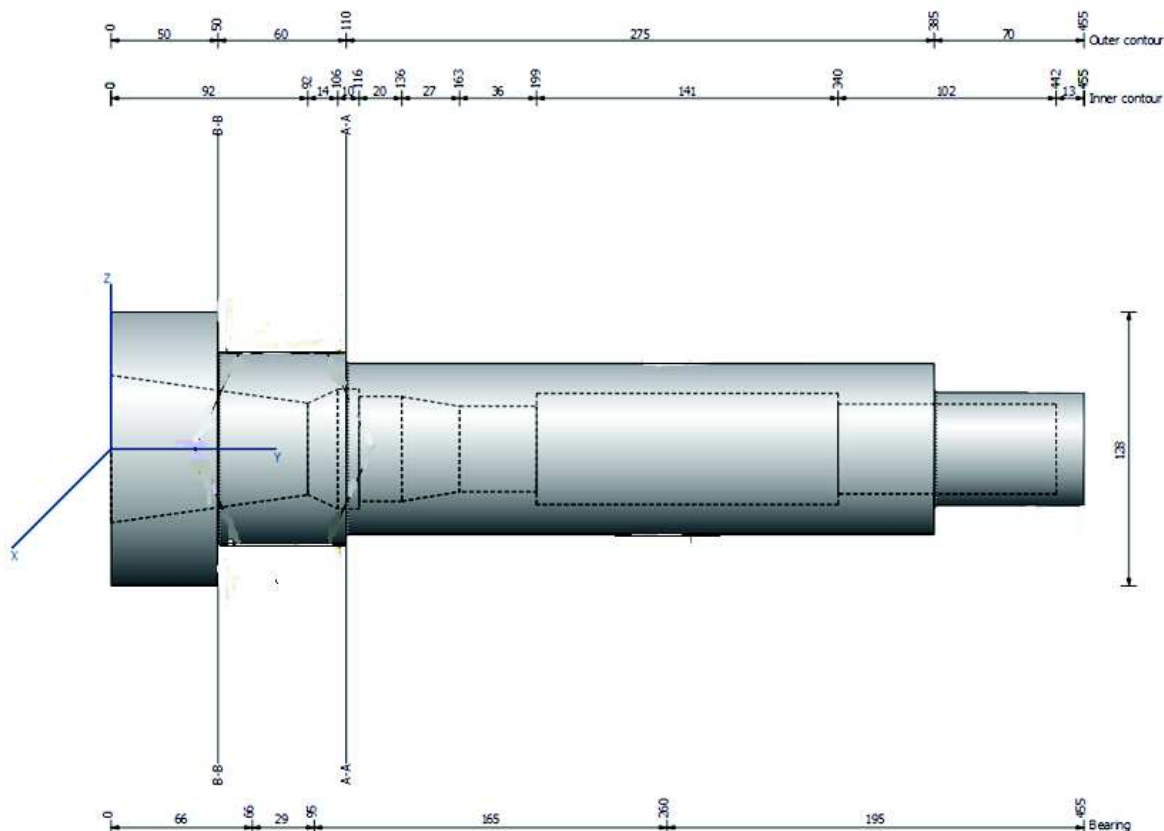
Pro výpočet uložení včetně frézovacího zařízení je použit výpočetní program KISSsoft, tento program je od firmy KISSsoft AG. Program KISSsoft slouží pro výpočty ozubených kol, hřídelí, ložisek, spojovacích elementů, řetězů a řemenů a dalších inženýrských výpočtů.

Základním prvkem výpočtu hřídele a ložisek je grafický editor. Zde jsou definovány vnitřní a vnější geometrie hřídele, ložisek a zatížení. Z těchto dat jsou pak provedeny výpočty a ty jsou shrnuty do protokolu. Databáze programu obsahuje přibližně 15000 ložisek a uživatel si tak může vybrat vhodná ložiska.

Tento program umožňuje výpočty různých druhů ložisek, radiálních a axiálních zatížení, výpočet životnosti a statické únosnosti, kontrolu rychlostního limitu i teplotního namáhání.

3.1 Návrh uložení

V první fázi je potřeba v programu KISSsoft vymodelovat 3D model včetně. Toto se provede v grafickém editoru. Vřeteno je rotační součást. Modeluje se vkládáním válců různých průměrů a délek podle tvaru vřetena. Protože je vřeteno duté, je důležité vytvořit i jeho vnitřní tvar. Toto se opět provádí vkládáním válců nebo kuželů různých průměrů a délek. Na obr. 30 je vidět vymodelované vřeteno v programu KISSsoft, pro další postup.



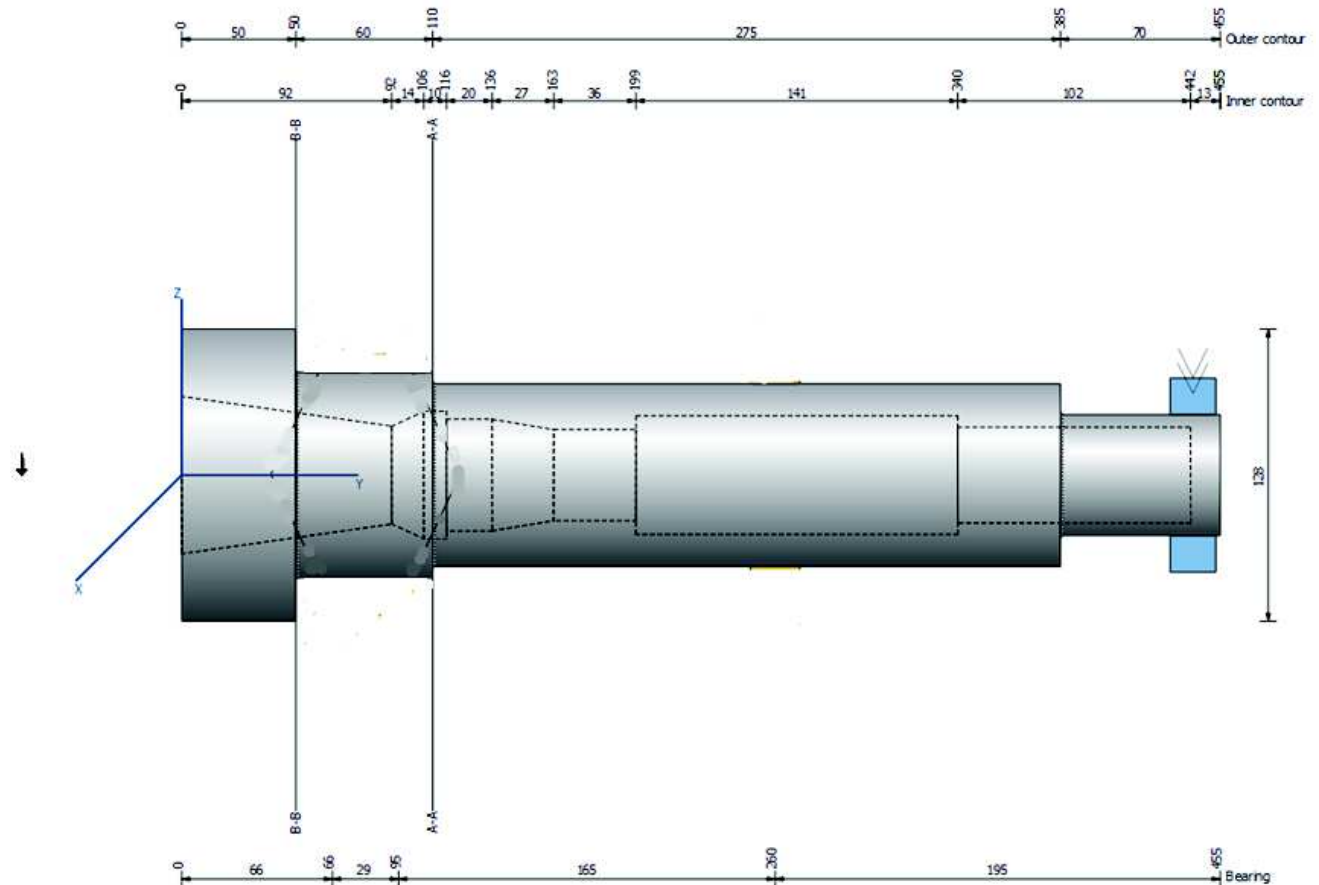
Obr. 30 Vřeteno zařízení v programu KISSsoft

Dalším krokem je definování zatížení. Zde jsou vloženy tři síly dle zatížení. Působíště sil je v místě nástroje a to je 70 mm před vřetenem. Každá síla se rozkládá do tří složek, a to radiální složka, axiální složka a tečná složka. V tabulce jsou uvedeny velikosti těchto sil.

	Radiální složka	Axiální složka	Tečná složka
SÍLA 1	-4074 N	3056 N	5093 N
SÍLA 2	-4800 N	3600 N	5968 N
SÍLA 3	-1019 N	1273 N	764 N

Tab. 2 Tabulka zatěžování vřetene

Na obr. 31 je vidět zatížení, šipka před vřetenem ukazuje působíště sil.

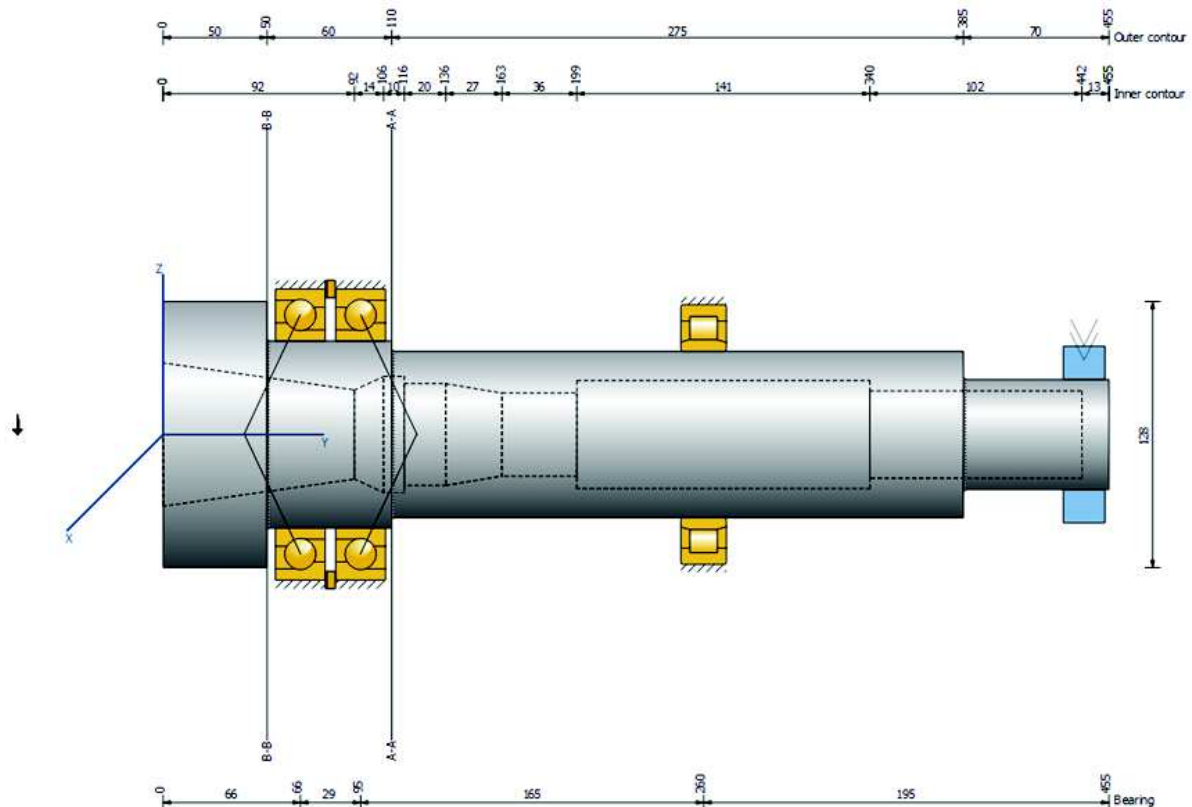


Obr. 31 Zatížení vřetene zařízení

Nyní je možné umístit ložiska. Je nutné je umístit tak, aby byly zachyceny radiální i axiální síly v obou směrech.

1. Varianta

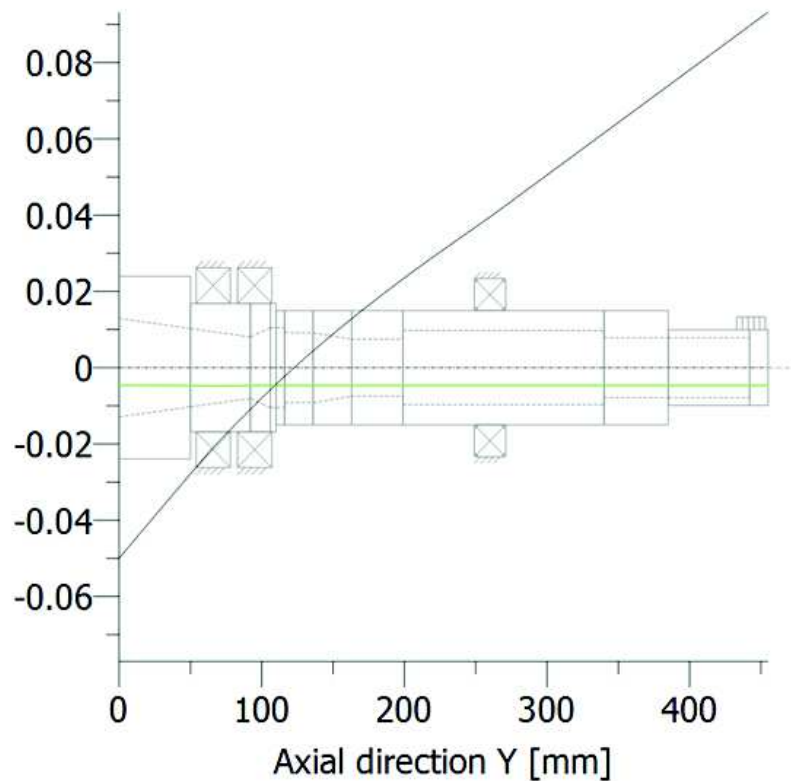
V této variantě jsou tři ložiska. První ložisko je jednořadé kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem umístěné tak, aby zachycovalo podle souřadnicového systému kladný směr síly, tedy pravostranné. Označení tohoto ložiska je FAG B7018-E-2RSD-T-P4S ($d=90\text{mm}$, $D=140\text{mm}$, $B=24\text{mm}$). Druhé ložisko je stejné. Liší se umístěním tak, aby zachycovalo záporný směr síly, tedy levostranné. Třetí ložisko je jednořadé válečkové. Označení tohoto ložiska je SKF NU1016 ($d=80\text{mm}$, $D=125\text{mm}$, $B=22\text{mm}$). Umístění všech tří ložisek je na obr. 32.



Obr. 32 1. varianta uložení vřetena

Nyní je možné provést výpočet. Kompletní výpočet je uveden v příloze této práce. Zde jsou uvedeny důležité hodnoty. První důležitou hodnotou je minimální životnost ložisek. První ložisko má životnost pouze 1962 hodin. Toto nesplňuje zadání, proto tato varianta uložení nevyhovuje. Zajímavým výsledkem je diagram posunutí po délce vřetena. Tento diagram je zobrazen na obr. 33. Je zde vidět, že největší posunutí je na konci vřetena. Hodnota tohoto posunutí je 0,093 mm.

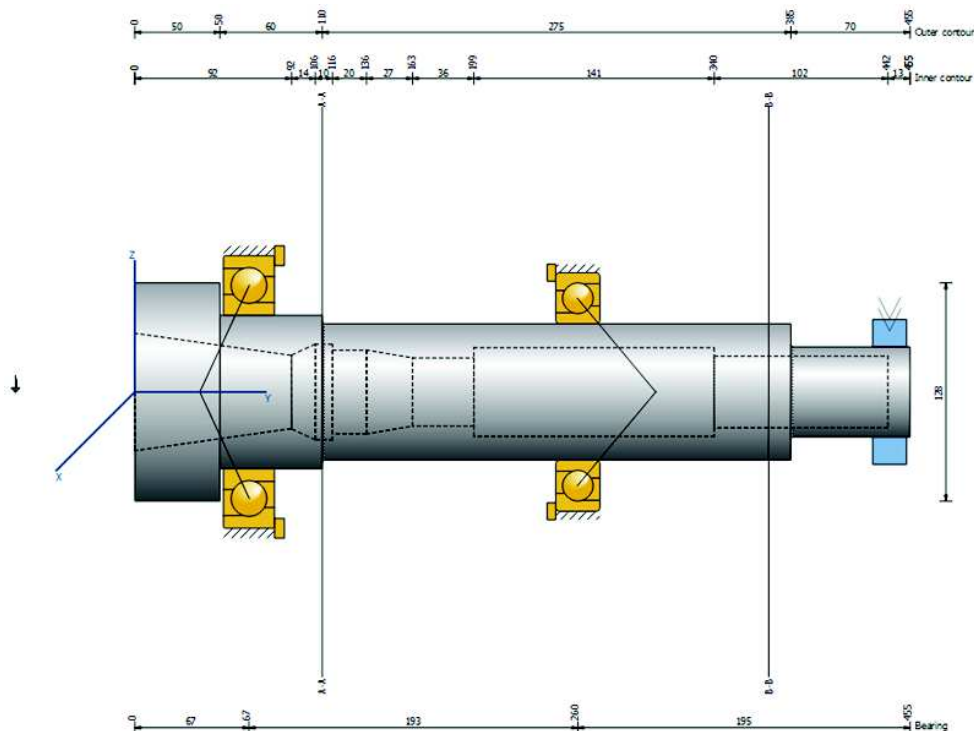
Displacement [mm]



Obr. 33 Diagram posunutí podél vřetene 1. varianty

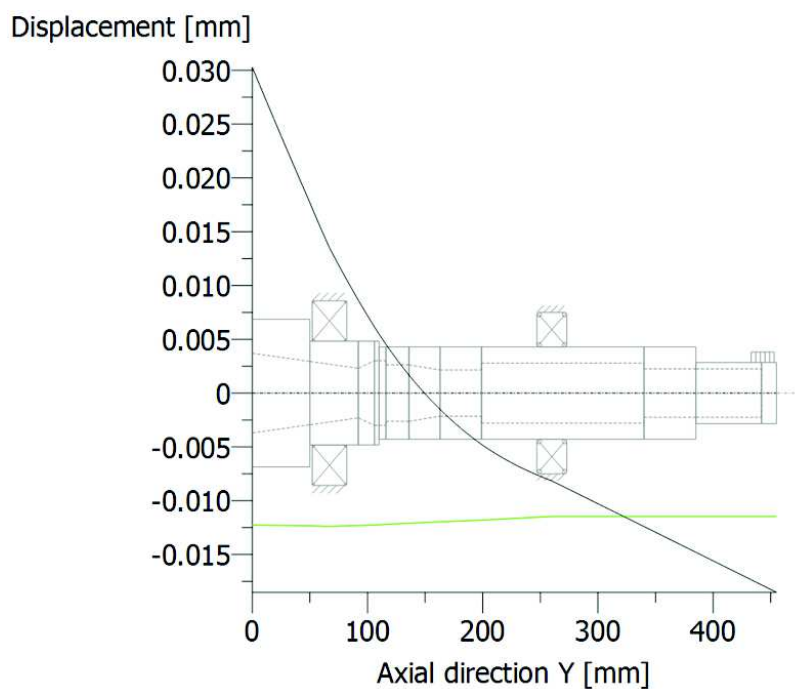
2. Varianta

Tato varianta je založena na dvou jednořadých kuličkových ložiskách s kosoúhlým stykem. Stejně jako v předchozí variantě jsou ložiska natočena tak, aby zachycovala axiální síly v obou směrech. První ložisko je větší a je umístěno podobně jako kuličková ložiska v 1. variantě. Toto ložisko zachycuje dle souřadnicového systému kladné axiální síly. Označení tohoto ložiska je IBC 7218.E.UH ($d=90\text{mm}$, $D=160\text{mm}$, $B=30\text{mm}$). Druhé ložisko je menší a nahradilo válečkové ložisko z 1. varianty. Toto ložisko zachycuje axiální síly v záporném směru. Označení tohoto ložiska je SKF 7216BECBP ($d=80\text{mm}$, $D=140\text{mm}$, $B=26\text{mm}$). Na obr. 34 je znázorněno rozmístění ložisek 2. varianty.



Obr. 34 2. varianta uložení vřetena

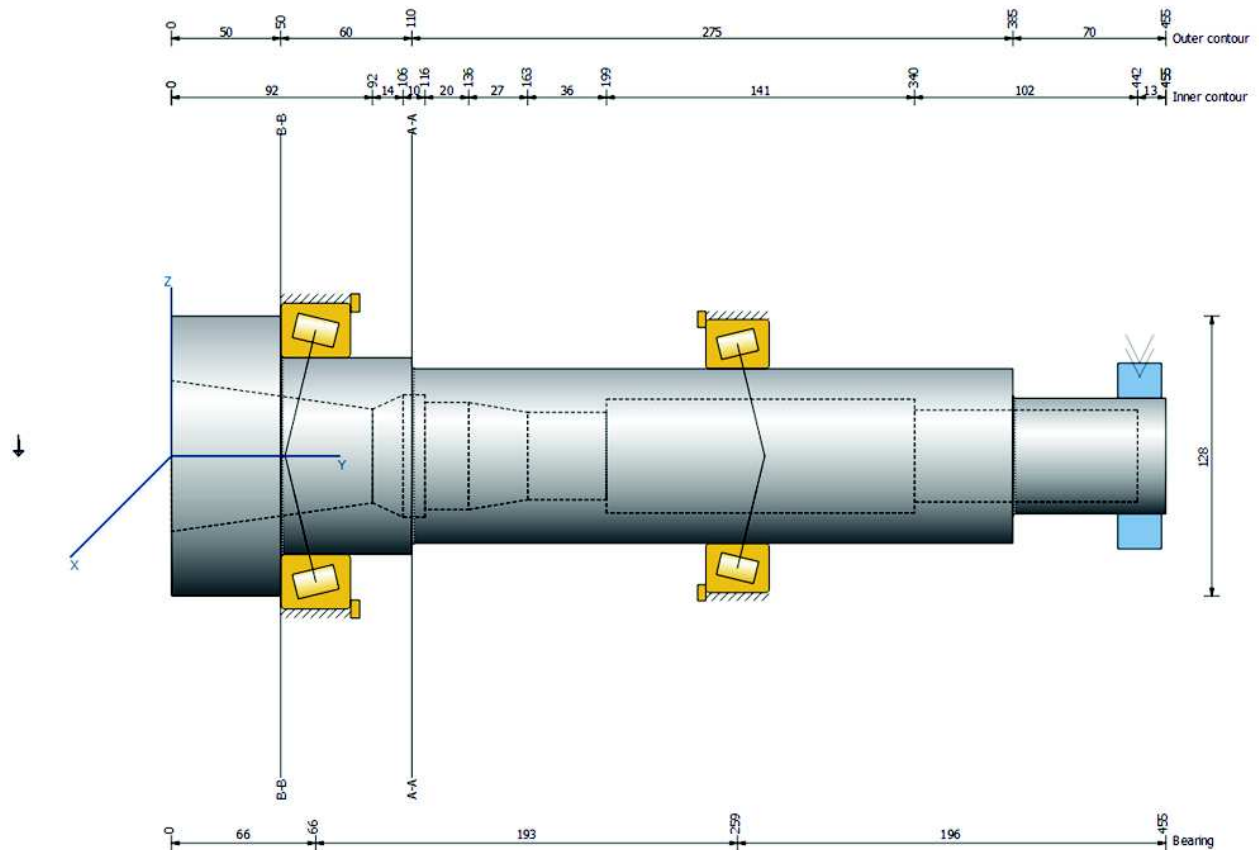
Nyní je opět možné provést výpočet. Podrobné výsledky jsou uvedeny v příloze. Na první pohled je patrné, že první ložisko bude více namáhané. To potvrdily i výsledky. Životnost prvního ložiska již splňuje zadání a hodnota je 9272 hodin. U této varianty došlo i ke zmenšení posunutí. Maximální posunutí je u této varianty v počátku souřadnicového systému. Hodnota posunutí je 0,03 mm. Na obr. 35 je vidět diagram posunutí po délce vřetena 2. varianty.



Obr. 35 Diagram posunutí podél vřetena 2. varianty

3. Varianta

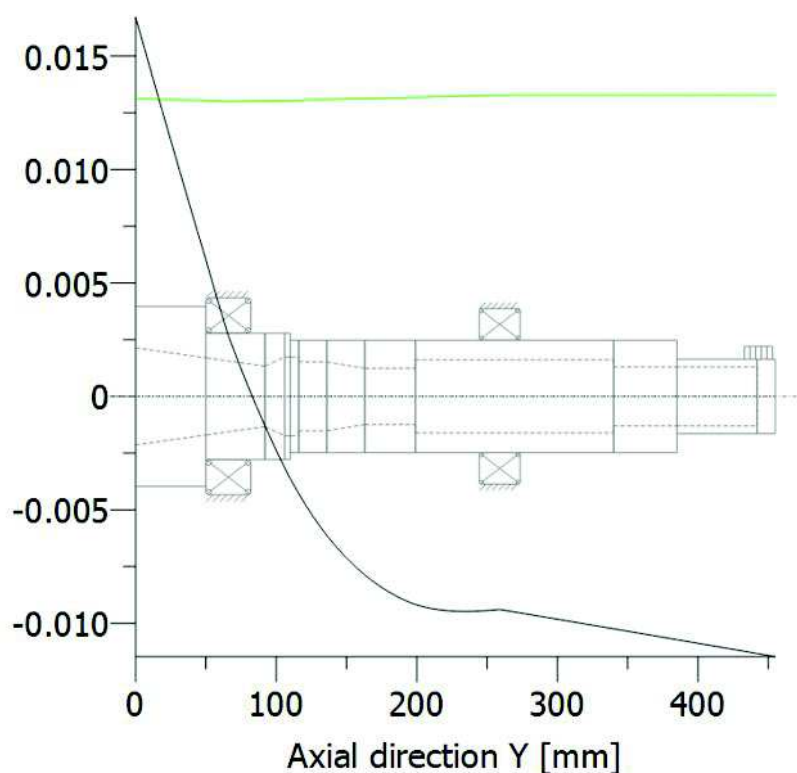
Tato varianta vychází z 2. varianty. Zde byla kuličková ložiska s kosoúhlým stykem nahrazena kuželíkovými ložisky. Důvodem bylo zmenšení posunutí při zatížení. Výhodou kuželíkových ložisek je schopnost přenést větší zatížení při stejných nebo menších velikostech ložisek. Nevýhodou kuželíkových ložisek je nutnost přesnějšího vymezení vůlí. První ložisko je umístěno tak, aby zachycovalo kladný směr axiálních sil. Označení tohoto ložiska je SKF 32018 X/Q ($d=90\text{mm}$, $D=140\text{mm}$, $B=32\text{mm}$). Druhé ložisko zachycuje záporný směr axiálních sil. Označení 2. ložiska je SKF32016 XIQ ($d=80\text{mm}$, $D=125\text{mm}$, $B=29\text{mm}$). Umístění a orientace ložisek na vřetenu pro tuto variantu je na obr. 36.



Obr. 36 3. varianta uložení vřetena

Nyní je opět proveden výpočet a výsledky jsou uvedeny v příloze této práce. U této varianty došlo k očekávaným výsledkům. Nejvíce zatížené je opět první ložisko, ale životnost tohoto ložiska je 52741 hodin. Tato hodnota by se mohla zdát příliš vysoká. Ovšem posunutí u této varianty je ještě přibližně o polovinu menší než u 2. varianty. Největší posunutí je 0,017 mm. Posunutí po celé délce vřetena je znázorněn na obr. 37.

Displacement [mm]



Obr. 37 Diagram posunutí podél vřetena 3. varianty

Vyhodnocení uložení

Varianta	Ložiska	Minimální životnost [hod]	Maximální posunutí [mm]
1	FAG B7018-E-2RSD-T-P4S	1962	0,093
	FAG B7018-E-2RSD-T-P4S		
	SKF NU1016		
2	IBC 7218.E.UH	9272	0,03
	SKF 7216BECBP		
3	SKF 32018 X/Q	52741	0,017
	SKF32016 XIQ		

Tab. 3 Vyhodnocení uložení

Z tabulky 3 je nejvhodnější 3. varianta. Tato varianta mnohonásobně převyšuje požadovanou životnost a má nejmenší posunutí. Další předností této varianty je nejmenší zástavbový prostor ložisek. Mírnou nevýhodou kuželíkových ložisek je nutnost přesného vymezení vůlí.

3.2 Hodnocení konstrukce

Důležitým parametrem pro hodnocení konstrukce je srovnání s dosavadním řešením. Pro srovnání byly vybrány konstrukční varianty firmy Henninger präzisionstechnik. Na obrázku 38 je vidět konstrukční řešení od této firmy.



Obr. 38 Konstrukční řešení frézovacího zařízení firmy Henninger [12]

Ve srovnání s konstrukčním řešením v této práci je řada výhod a nevýhod. Výhodou navrženého frézovacího zařízení je použití kuželu ISO 50, které zajišťuje velké množství použití různých nástrojů. Další výhodou je upnutí na pinolu stroje a tím zásadně menší tepelné zatížení celého frézovacího zařízení. U tohoto řešení je možná automatická výměna nástroje. U zařízení firmy Henninger je nutné pro výměnu nástroje vyměnit celé frézovací zařízení. Nevýhodou frézovacího zařízení navrženého v této práci je upínání na stroj z důvodu značně vyšší hmotnosti.

4. Závěr

Tématem bakalářské práce byl návrh rychloběžného frézovacího zařízení. Zprvu bylo třeba zpracovat rešerši pro znázornění problematiky frézovacích zařízení. Pro návrh bylo vycházeno z výkresu vreteno_frez.dwg a parametrů uvedených v příloze zadání. Dále bylo navrženo pero pro přenos točivého momentu a navrženy 3 varianty uložení vřeten. Tyto varianty byly vypočítány programem KISSsoft. Na základě výsledků byla vybrána varianta uložení na dvou kuželíkových ložiskách. Výsledky výpočtů uložení jednotlivých variant jsou uvedeny v příloze této práce. Dále bylo frézovací zařízení modelováno v programu Autodesk Inventor Professional 2015 – studentská verze. Na základě modelu byl vytvořen výkres sestavy a výkres vřeten zařízení. Oba výkresy jsou v příloze této práce.

5. Seznam použité literatury

- [1] ŘEHOŘ J., ZETEK M.: *Podklady k přednáškám z předmětu KTO/STO*
- [2] Podklady k přednáškám z předmětu KKS/KOS
- [3] <http://www.tosvarnsdorf.cz/cz/produkty/prislusenstvi/upinaci-zarizeni/uu-800-uu-6000/>
- [4] <http://www.tosvarnsdorf.cz/cz/produkty/prislusenstvi/zarizeni-pro-chlazen-nastroju/>
- [5] LAŠOVÁ V.: *Základy stavby obráběcích strojů*
- [6] firemní literatura Kadant
- [7] firemní literatura SANDVIK Coromant
- [8] firemní literatura STÜWE
- [9] LEINVEBER, Jan; ŘASA, Jaroslav; VÁVRA, Pavel: *Strojnické tabulky*. třetí, doplněné vydání. PRAHA: Pedagogické nakladatelství, 1999
- [10] firemní literatura OTT – Jakob
- [11] Stanislav HOSNEDL a kol.: *Obecné strojní části 1*
- [12] firemní literatura Henninger KG

6. Seznam obrázků

Obr. 1 Sousedné frézování [1].....	2
Obr. 2 Nesousedné frézování [1]	3
Obr. 3 Konzolová frézka [1]	3
Obr. 4 Stolová frézka [1].....	4
Obr. 5 Stolová vyvrtávačka [2]	5
Obr. 6 Stolová vyvrtávačka T-provedení [2].....	5
Obr. 7 Desková vyvrtávačka [2].....	6
Obr. 8 Upínací úhelník [3]	6
Obr. 9 Otočný stůl [2]	7
Obr. 10 Zařízení pro chlazení nástrojů [4]	8
Obr. 11 Paralelní řazení pružin [5].....	10
Obr. 12 Sériové řazení pružin [5].....	11
Obr. 13 Různé možnosti konstrukce frézovacích zařízení [5]	13
Obr. 14 Těleso zařízení pro MKP analýzu [2]	13
Obr. 15 Kinematické schéma pohonu frézovacího zařízení [2]	14
Obr. 16 Rotační přívod chladiva [6].....	15
Obr. 17 Výchozí výkres pro konstrukci frézovacího zařízení.....	17
Obr. 18 Adaptér ISO 50 [7].....	18
Obr. 19 Náčrt třecí spojky [8]	19
Obr. 20 Model adaptéru ISO 50 s hřídelí zařízení spojeno třecí spojkou	19
Obr. 21 Model aretace pro zajištění polohy	21
Obr. 22 Náčrt použitého rotačního přívodu chladiva [6]	22
Obr. 23 Diagram závislosti tlaku na otáčkách rotačního přívodu chladiva [6].....	22
Obr. 24 Náčrt pera a jeho uložení [9].....	23
Obr. 25 Kinematické schéma planetové převodovky.....	24
Obr. 26 Upínací mechanismus OTT Jakob [10]	26
Obr. 27 Druhy valivých ložisek [11].....	26
Obr. 28 Základní rozměry ložisek [11]	27
Obr. 29 Znázornění přídavných sil u ložiska s kosoúhlým stykem [11].....	29
Obr. 30 Vřeteno zařízení v programu KISSsoft	30
Obr. 31 Zatížení vřetene zařízení	31
Obr. 32 1. varianta uložení vřetena	32
Obr. 33 Diagram posunutí podél vřetene 1. varianty	33
Obr. 34 2. varianta uložení vřetena	34
Obr. 35 Diagram posunutí podél vřetena 2. varianty	34
Obr. 36 3. varianta uložení vřetena	35
Obr. 37 Diagram posunutí podél vřetena 3. varianty	36
Obr. 38 Konstrukční řešení frézovacího zařízení firmy Henninger [12]	37

PŘÍLOHA č. 1

Výpočet uložení 1. varianty

KISSsoft academic license for Uni Pilsen

File

Name : ul_vret_frez_speeder

Changed by: slajs on: 10.05.2016 at: 13:29:26

Important hint: At least one warning has occurred during the calculation:

1-> Bearing 'Roller bearing_1': No contact of the ring with the shaft/housing, the influence of press fit is neglected. (D = 140.000 mm, Di = 140.014 mm)

2-> Bearing 'Roller bearing_2': No contact of the ring with the shaft/housing, the influence of press fit is neglected. (D = 140.000 mm, Di = 140.014 mm)

3-> The required service life of bearing 'Shaft 'Shaft 1', Rolling bearing 'Roller bearing_1' is not achieved!

4-> Shaft 'Shaft 1', Rolling bearing 'Roller bearing_2':
The axial force is significantly bigger than the radial force!
It is better to use an axial bearing.

5-> For shaft with internal diameter the notch factors are limited.
None of the known calculation methods produces reliable data. It is proposed to use the data for the full shaft and to judge the results conservatively

Analysis of shafts, axle and beams

Input data

Coordinate system shaft: see picture W-002

Label	Shaft 1
Drawing	
Initial position (mm)	0.000
Length (mm)	455.000
Speed (1/min)	1500.00
Sense of rotation: clockwise	
Material	C45 (1)
Young's modulus (N/mm ²)	206000.000
Poisson's ratio nu	0.300
Specific weight (kg/m ³)	7830.000
Coefficient of thermal expansion (10 ⁻⁶ /K)	11.500
Temperature (°C)	20.000
Weight of shaft (kg)	13.417
Mass moment of inertia (kg*m ²)	0.020
Momentum of mass GD ² (Nm ²)	0.792
Position in space (°)	0.000
Consider deformations due to shearing	
Shear correction coefficient	1.100
Rolling bearing stiffness is calculated from inner bearing geometry	
Reference temperature (°C)	20.000

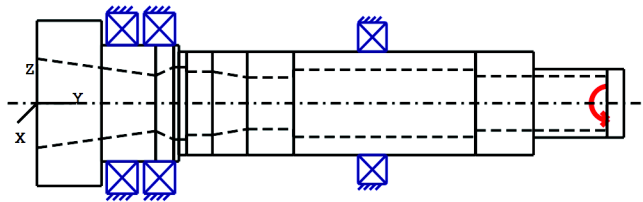
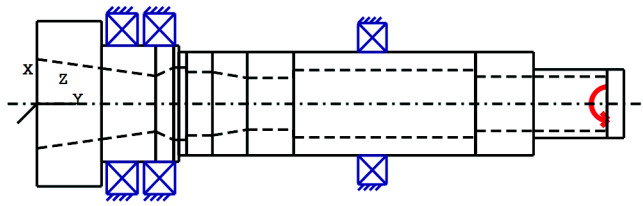


Figure: Load applications

SHAFT DEFINITION (

Shaft 1)

Outer contour

<u>Cylinder (Cylinder)</u>		0.000mm ...	50.000mm
Diameter (mm)	[d]	128.0000	
Length (mm)	[l]	50.0000	
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000	

<u>Cylinder (Cylinder)</u>		50.000mm ...	110.000mm
Diameter (mm)	[d]	90.0000	
Length (mm)	[l]	60.0000	
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000	

Radius left (Radius left)
r=1.00 (mm), Rz=8.0

<u>Cylinder (Cylinder)</u>		110.000mm ...	385.000mm
Diameter (mm)	[d]	80.0000	
Length (mm)	[l]	275.0000	
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000	

Radius left (Radius left)
r=1.00 (mm), Rz=8.0

<u>Cylinder (Cylinder)</u>		385.000mm ...	455.000mm
Diameter (mm)	[d]	53.0000	

Length (mm)	[l]	70.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Radius left (Radius left)
r=1.00 (mm), Rz=8.0

Inner contour

Cone inside (Conical bore) 0.000mm ... 92.000mm

Diameter left (mm)	[d _l]	69.0000
Diameter right (mm)	[d _r]	43.0000
Length (mm)	[l]	92.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Cone inside (Conical bore) 92.000mm ... 106.000mm

Diameter left (mm)	[d _l]	43.0000
Diameter right (mm)	[d _r]	56.0000
Length (mm)	[l]	14.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Cylinder inside (Cylindrical bore) 106.000mm ... 116.000mm

Diameter (mm)	[d]	56.0000
Length (mm)	[l]	10.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Cylinder inside (Cylindrical bore) 116.000mm ... 136.000mm

Diameter (mm)	[d]	49.0000
Length (mm)	[l]	20.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Cone inside (Conical bore) 136.000mm ... 163.000mm

Diameter left (mm)	[d _l]	49.0000
Diameter right (mm)	[d _r]	40.0000
Length (mm)	[l]	27.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Cylinder inside (Cylindrical bore) 163.000mm ... 199.000mm

Diameter (mm)	[d]	40.0000
Length (mm)	[l]	36.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Cylinder inside (Cylindrical bore) 199.000mm ... 340.000mm

Diameter (mm)	[d]	52.0000
Length (mm)	[l]	141.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Cylinder inside (Cylindrical bore) 340.000mm ... 442.000mm

Diameter (mm)	[d]	42.0000
Length (mm)	[l]	102.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Forces

Eccentric force (Eccentric load 1) y= -70.000mm

Center point of load application, X-coordinate (mm)	25.0000
Center point of load application, Z -coordinate (mm)	0.0000

Length of load application (mm)	0.0000		
Power (kW)	20.0002		
Torque (Nm)	-127.3250		
Axial force (load spectrum) (N)	3056.0000 /	0.0000 /	0.0000
Shearing force X (load spectrum) (N)	-4074.0000 /	-0.0000 /	-0.0000
Shearing force Z (Load spectrum) (N)	5093.0000 /	0.0000 /	0.0000
Bending moment C (Load spectrum) (Nm)	0.0000 /	0.0000 /	0.0000
Bending moment H (Load spectrum) (Nm)	76.4000 /	0.0000 /	0.0000
Load spectrum, driving (output)			

Element Frequency (%) (UpM) (kW) (Nm)

1	30.0000	1500.0	-20.00	-127.33	100.0
2	50.0000	4000.5	-0.00	-0.00	0.0
3	20.0000	6000.0	-0.00	-0.00	0.0

Eccentric force (Eccentric load 2) y= -70.000mm

Center point of load application, X-coordinate (mm)	8.0000		
Center point of load application, Z -coordinate (mm)	0.0000		
Length of load application (mm)	0.0000		
Power (kW)	7.4996		
Torque (Nm)	-47.7440		
Axial force (load spectrum) (N)	0.0000 /	3600.0000 /	0.0000
Shearing force X (load spectrum) (N)	-0.0000 /	-4800.0000 /	-0.0000
Shearing force Z (Load spectrum) (N)	0.0000 /	5968.0000 /	0.0000
Bending moment C (Load spectrum) (Nm)	0.0000 /	0.0000 /	0.0000
Bending moment H (Load spectrum) (Nm)	0.0000 /	28.8000 /	0.0000
Load spectrum, driving (output)			

Element Frequency (%) (UpM) (kW) (Nm)

1	30.0000	1500.0	-0.00	-0.00	0.0
2	50.0000	4000.5	-20.00	-47.74	100.0
3	20.0000	6000.0	-0.00	-0.00	0.0

Coupling (Coupling) y= 443.000mm

Effective diameter (mm)	0.0000		
Radial force factor (-)	0.0000		
Direction of the radial force (°)	0.0000		
Axial force factor (-)	0.0000		
Length of load application (mm)	20.0000		
Power (kW)	20.0000		
Torque (Nm)	127.3240		
Axial force (load spectrum) (N)	0.0000 /	0.0000 /	0.0000
Shearing force X (load spectrum) (N)	0.0000 /	0.0000 /	0.0000
Shearing force Z (Load spectrum) (N)	0.0000 /	0.0000 /	0.0000
Mass (kg)	0.0000		
Load spectrum, driven (input)			

Element Frequency (%) (UpM) (kW) (Nm)

1	30.0000	1500.0	20.0	127.3
2	50.0000	4000.5	20.0	47.7
3	20.0000	6000.0	20.0	31.8

Eccentric force (Eccentric load 3) y= -70.000mm

Center point of load application, X-coordinate (mm)	25.0000
Center point of load application, Z -coordinate (mm)	0.0000
Length of load application (mm)	0.0000
Power (kW)	4.9991

Torque (Nm)	-31.8250		
Axial force (load spectrum) (N)	0.0000 /	0.0000 /	764.0000
Shearing force X (load spectrum) (N)	-0.0000 /	-0.0000 /	-1019.0000
Shearing force Z (Load spectrum) (N)	0.0000 /	0.0000 /	1273.0000
Bending moment C (Load spectrum) (Nm)	0.0000 /	0.0000 /	0.0000
Bending moment H (Load spectrum) (Nm)	0.0000 /	0.0000 /	19.1000
Load spectrum, driving (output)			

Element	Frequency (%)	(UpM)	(kW)	(Nm)		
1	30.0000		1500.0	-0.00	-0.00	0.0
2	50.0000		4000.5	-0.00	-0.00	0.0
3	20.0000		6000.0	-20.00	-31.82	100.0

Bearing

Angular contact ball bearing (single row) FAG B7018-E-2RSD-T-P4S (Roller bearing_1) 66.000mm

Set fixed bearing right

d = 90.000 (mm), D = 140.000 (mm), b = 24.000 (mm), r = 0.000 (mm)

C = 72.000 (kN), C0 = 68.000 (kN), Cu = 4.650 (kN)

Ctheo = 72.817 (kN), C0theo = 67.159 (kN)

Calculation with approximate bearings internal geometry (*)

Z = 18, Dpw = 115.000 (mm), Dw = 16.210 (mm)

di = 98.722 (mm), do = 131.278 (mm), ri = 8.429 (mm), ro = 8.591 (mm)

Tolerance field Mean value

Tolerance DIN 620:1988 PN

Tolerance shaft k6, 90.014 mm (min = 90.003 mm , max = 90.025 mm)

Tolerance hub J6, 140.005 mm (min = 139.993 mm , max = 140.018 mm)

Change of diametral clearance due to: n = 0 (1/min)

Interference fit -14.86 µm

Temperature 0.00 µm

Total bearing clearance change -14.95 µm, ni = 1500 (1/min), no = 0 (1/min)

The bearing pressure angle will be considered in the calculation

Position (center of pressure) (mm) 39.0000

Angular contact ball bearing (single row) FAG B7018-E-2RSD-T-P4S (Roller bearing_2) 95.000mm

Set fixed bearing left

d = 90.000 (mm), D = 140.000 (mm), b = 24.000 (mm), r = 0.000 (mm)

C = 72.000 (kN), C0 = 68.000 (kN), Cu = 4.650 (kN)

Ctheo = 72.817 (kN), C0theo = 67.159 (kN)

Calculation with approximate bearings internal geometry (*)

Z = 18, Dpw = 115.000 (mm), Dw = 16.210 (mm)

di = 98.722 (mm), do = 131.278 (mm), ri = 8.429 (mm), ro = 8.591 (mm)

Tolerance field Mean value

Tolerance DIN 620:1988 PN

Tolerance shaft k6, 90.014 mm (min = 90.003 mm , max = 90.025 mm)

Tolerance hub J6, 140.005 mm (min = 139.993 mm , max = 140.018 mm)

Change of diametral clearance due to: n = 0 (1/min)

Interference fit -15.12 µm

Temperature 0.00 µm

Total bearing clearance change -15.20 µm, ni = 1500 (1/min), no = 0 (1/min)

The bearing pressure angle will be considered in the calculation

Position (center of pressure) (mm) 122.0000

Cylindrical roller bearing (single row) SKF NU 1016 (Roller bearing_3) 260.000mm

Free bearing

d = 80.000 (mm), D = 125.000 (mm), b = 22.000 (mm), r = 1.100 (mm)

C = 66.000 (kN), C0 = 81.500 (kN), Cu = 10.400 (kN)

Ctheo = 65.976 (kN), C0theo = 81.491 (kN)
Calculation with approximate bearings internal geometry (*)
Z = 15, Dpw = 99.138 (mm), Dw = 10.491 (mm)
Lwe = 13.162 (mm)
di = 88.618 (mm), do = 109.658 (mm)
Pd = 0.058 (mm)
Bearing clearance DIN 620:1988 C0 (57.50 µm)

Maximum deflection 0.093 (Shaft 1 pos= 455.000)

Mass center of gravity

Shaft 1 (mm) 204.434

Total axial load

Shaft 1 (N) 7420.000

Torsion under torque

Shaft 1 (°) 0.020

Probability of failure [n] 10.00 %
Axial clearance [uA] 10.00 µm
Rolling bearing stiffness calculated from internal geometry

Shaft 'Shaft 1' Rolling bearing 'Roller bearing_1'

Position (Y-coordinate) [y] 66.00 mm
Life modification factor for reliability[α1] 1.000
Service life [Lnh] 1962.49 h
static safety factor [S0] 6.13
Reference rating service life [Lnrh] 2066.19 h
Modified reference rating service life[Lnrmh]> 1000000 h

Bearing reaction force

	Fx (kN)	Fy (kN)	Fz (kN)	Mx (Nm)	My (Nm)	Mz (Nm)
1	5.616	-5.664	-7.686	206.578	-0.000	150.705
2	6.817	-6.518	-8.743	234.649	-0.000	182.849
3	2.006	-2.501	-2.835	76.557	-0.000	54.098

Bearing reaction moment

Displacement of bearing

	ux (µm)	uy (µm)	uz (µm)	ux (mrad)	uy (mrad)	uz (mrad)
1	-12.5598	-4.7525	16.7350	-0.332	0.008	-0.232
2	-15.1914	-6.3144	19.2278	-0.363	0.003	-0.277
3	-2.9920	1.0511	3.9483	-0.159	0.002	-0.105

Misalignment of bearing

Shaft 'Shaft 1' Rolling bearing 'Roller bearing_2'

Position (Y-coordinate) [y] 95.00 mm
Life modification factor for reliability[α1] 1.000
Service life [Lnh] 106018.76 h
static safety factor [S0] 37.12
Reference rating service life [Lnrh] 125393.12 h
Modified reference rating service life[Lnrmh]> 1000000 h

Bearing reaction force

	Fx (kN)	Fy (kN)	Fz (kN)	Mx (Nm)	My (Nm)	Mz (Nm)
1	0.172	2.608	0.254	11.454	-0.000	-1.236
2	0.321	2.918	-0.140	2.071	-0.000	-4.094
3	-0.916	1.737	1.586	42.959	-0.000	24.929

Bearing reaction moment

Displacement of bearing

	ux (µm)	uy (µm)	uz (µm)	ux (mrad)	uy (mrad)	uz (mrad)
1	-6.1944	-4.6734	7.6611	-0.311	0.016	-0.217
2	-7.6221	-6.2258	9.3336	-0.337	0.006	-0.258
3	-0.0702	1.1038	-0.4639	-0.155	0.004	-0.103

Misalignment of bearing

Shaft 'Shaft 1' Rolling bearing 'Roller bearing_3'

Position (Y-coordinate)	[y]	260.00	mm
Life modification factor for reliability[α ₁]		1.000	
Service life	[L _{nh}]	99271.51	h
static safety factor	[S ₀]	21.22	
Reference rating service life [L _{nrh}]		115740.37	h
Modified reference rating service life [L _{nrmh}]	>	1000000	h

Bearing reaction force

	Fx (kN)	Fy (kN)	Fz (kN)	Mx (Nm)	My (Nm)	Mz (Nm)
1	-1.714	0.000	2.471	0.971	-0.000	0.687
2	-2.338	0.000	3.046	1.164	-0.000	0.902
3	-0.071	-0.000	0.107	0.050	-0.000	0.033

Bearing reaction moment

Displacement of bearing

	ux (µm)	uy (µm)	uz (µm)	ux (mrad)	uy (mrad)	uz (mrad)
1	21.9464	-4.6734	-32.8441	-0.226	0.089	-0.156
2	24.3976	-6.2258	-33.0127	-0.233	0.034	-0.175
3	16.5410	1.1038	-25.9704	-0.155	0.022	-0.100

Misalignment of bearing

(*) Note about roller bearings with an approximated bearing geometry:

The internal geometry of these bearings has not been input in the database.

The geometry is back-calculated as specified in ISO 281, from C and C0 (details in the manufacturer's catalog).

For this reason, the geometry may be different from the actual geometry.

In some situations, this may result in significant variations in roller bearing stiffness.

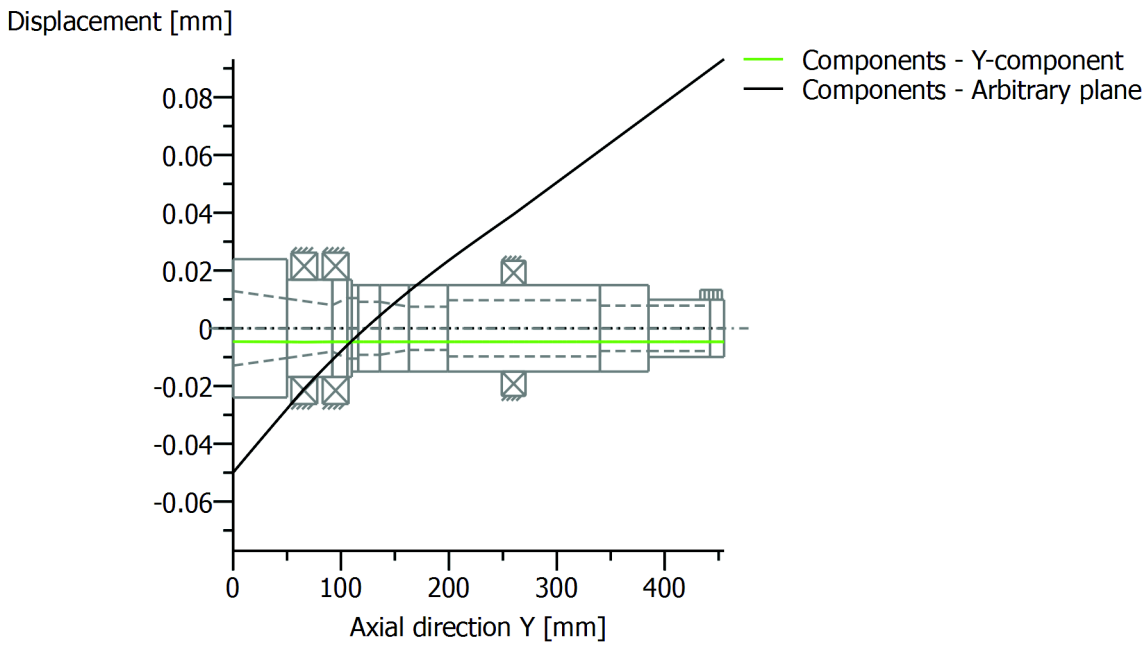
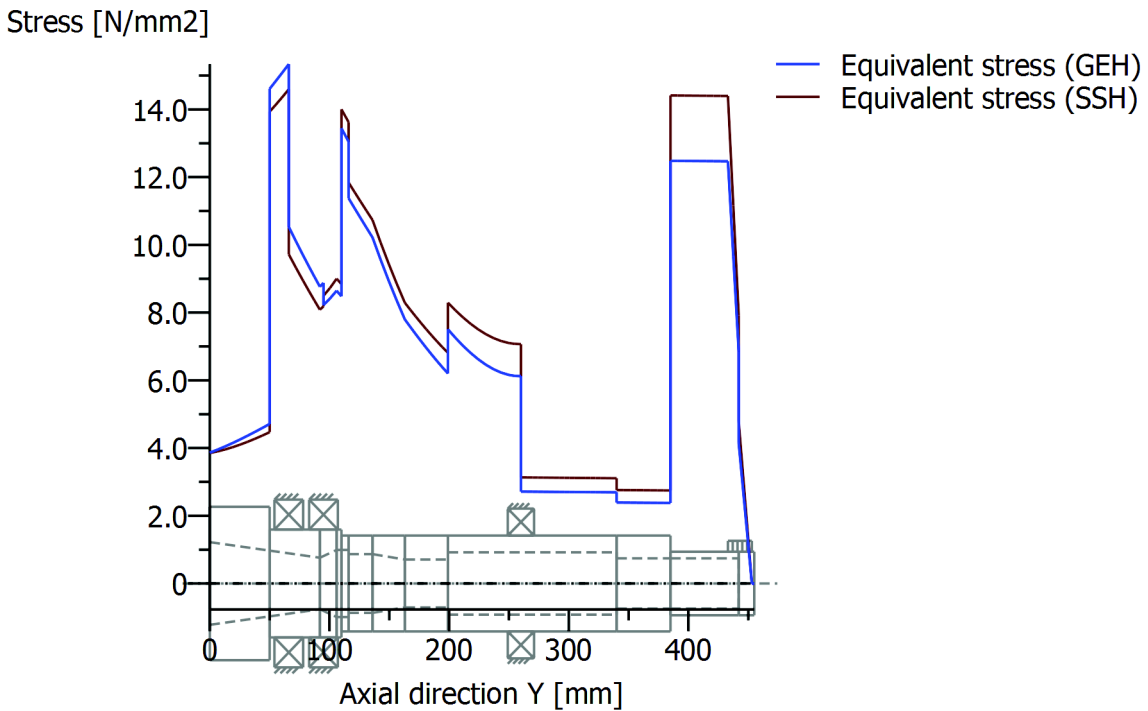


Figure: Displacement (bending etc.) (Arbitrary plane 304.2480958 °)



GEH(von Mises): $\text{sigV} = ((\text{sigB} + \text{sigZ}, D)^2 + 3 * (\text{tauT} + \text{tauS})^2)^{1/2}$

SSH(Tresca): $\text{sigV} = ((\text{sigB} - \text{sigZ}, D)^2 + 4 * (\text{tauT} + \text{tauS})^2)^{1/2}$

Figure: Equivalent stress

Strength calculation as specified in

DIN 743:2012

with finite life fatigue strength according to FKM standard and FVA draft

Summary

Label	Shaft 1
Material	C45 (1)
Material type	Through hardened steel
Material treatment	unalloyed, through hardened
Surface treatment	No

Calculation of service strength and static strength

Woehler line (S-N curve) according Miner elementary

Calculation for load case 2 (sig.av/sig.mv = const)

Cross section	Position (Y-Coord) (mm)	
A-A	110.00	Shoulder
B-B	50.00	Shoulder

Results:

Cross section	Kfb	Kfsig	K2d	SD	SS
A-A	2.32	0.92	0.84	7.95	19.88
B-B	2.77	0.92	0.83	6.24	22.23

Required safeties:	1.20	1.20
--------------------	------	------

Abbreviations:

Kfb: Notch factor bending

Kfsig: Surface factor

K2d: size factor bending

SD: Safety endurance limit

SS: Safety against yield point

The requirements of the safety proof of the shaft are:

satisfied not satisfied

Design engineer:.....

Date:.....

Signature:.....

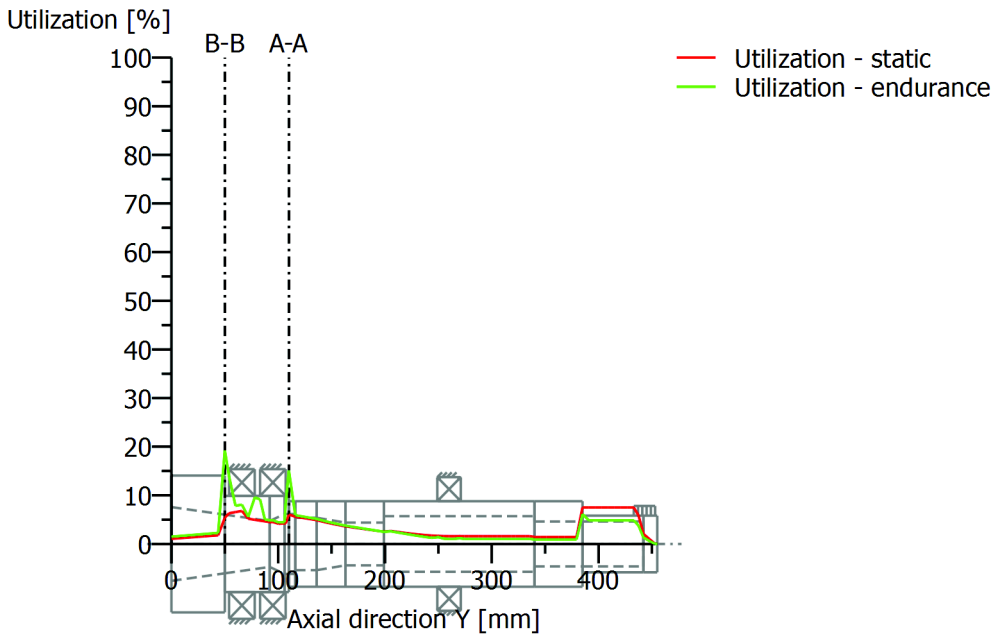


Figure: Strength

Calculation details:

General statements

Label	Shaft 1		
Drawing			
Length (mm)	[l]		455.00
Speed (1/min)	[n]		1500.00

Material	C45 (1)		
Material type	Through hardened steel		
Material treatment	unalloyed, through hardened		
Surface treatment	No		

		Tension/Compression	Bending	Torsion	Shearing
Load factor static calculation	1.700	1.700	1.700	1.700	1.700
Load factor endurance limit	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000

Reference diameter material (mm)	[dB]	16.00
sigB according DIN 743 (at dB) (N/mm ²)	[sigB]	700.00
sigS according DIN 743 (at dB) (N/mm ²)	[sigS]	490.00
[sigzdW] (bei dB) (N/mm ²)		280.00
[sigbW] (bei dB) (N/mm ²)		350.00
[tautW] (bei dB) (N/mm ²)		210.00
Thickness of raw material (mm)	[dWerkst]	130.00
Material data calculated according DIN743/3 with K1(d)		
Material strength calculated from size of raw material		
Geometric size factor K1d calculated from raw material diameter		
[sigBeff] (N/mm ²)		534.41

[sigSeff] (N/mm ²)	338.42
[sigbF] (N/mm ²)	406.11
[tautF] (N/mm ²)	234.47
[sigBRand] (N/mm ²)	628.00
[sigzdW] (N/mm ²)	213.76
[sigbW] (N/mm ²)	267.21
[tautW] (N/mm ²)	160.32

Service strength for a load spectrum

Woehler line (S-N curve) according	Miner elementary	
Required life time	[h]	4000.00
Number of load cycles (Mio)	[NL]	360.000

Data of Woehler line (S-N curve) analog to FKM standard:

[ksigma, ktau]	5	8
[kDsigma, kDtau]	0	0
[NDsigma, NDtau]	1e+006	1e+006
[NDsigmall, NDtaull]	0	0
[DM]	0.3	

Calculation for load case 2 (sig.av/sig.mv = const)

Cross section 'A-A' Shoulder

Comment		
Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]	110.00
External diameter (mm)	[da]	80.000
Inner diameter (mm)	[di]	56.000
Notch effect	Shoulder	
[D, r, t] (mm)	90.000	1.000 0.000
Mean roughness (µm)	[Rz]	8.000

Tension/Compression Bending Torsion Shearing

Stress: (N) (Nm)				
Mean value	0.0	0.0	63.7	0.0
Amplitude	0.0	443.2	63.7	2947.8
Maximum value	0.0	753.4	216.5	5011.3
Cross section, moment of resistance: (mm ²)				
[A, Wb, Wt, A]	2563.5	38196.7	76393.5	2563.5

Load spectrum, load base values (Mean-value + Amplitude):

Element	Frequency (%)	Tension/Compression		Bending	Torsion	Shearing
		(N)	(Nm)	(Nm)	(N)	
1	30.00	0.000	443.196	127.324	2947.849	
2	50.00	0.000	568.713	47.746	3782.710	
3	20.00	-0.000	11.818	31.831	79.038	

Stresses: (N/mm²)

[sigzdm, sigbm, taum, tauqm] (N/mm ²)	0.000	0.000	0.833	0.000
[sigzda, sigba, taua, tauqa] (N/mm ²)	0.000	11.603	0.833	2.254
[sigzdmax, sigbmax, taumax, tauqmax] (N/mm ²)	0.000	19.725	2.833	3.831

Technological size influence	[K1(sigB)]	0.763
	[K1(sigS)]	0.691

Tension/Compression Bending Torsion

Stress concentration factor	[alfa]	3.152	2.897	1.907
References stress slope	[G']	2.510	2.510	1.150
Notch sensitivity factor n	[n]	1.248	1.248	1.168
Notch effect coefficient	[beta]	2.526	2.322	1.633
Geometrical size influence	[K2(d)]	1.000	0.842	0.842
Influence coefficient surface roughness				
	[KF]	0.915	0.915	0.951
Influence coefficient surface strengthening				
	[KV]	1.000	1.000	1.000
Total influence coefficient	[K]	2.618	2.850	1.991
Present margin of safety for endurance limit:				
Equivalent mean stress (N/mm ²)	[sigmV]		1.443	
Equivalent mean stress (N/mm ²)	[taumV]		0.833	
Fatigue limit of part (N/mm ²)	[sigWK]	81.645	93.758	80.525
Influence coefficient of mean stress sensitivity.				
	[PsisigK]	0.083	0.096	0.081
Permissible amplitude (N/mm ²)	[sigADK]	0.269	92.649	74.459
Permissible amplitude (N/mm ²)	[sigANK]	0.269	92.649	74.459
Load spectrum factor	[fKoll]	1.000	1.000	1.000
Safety against fatigue	[S]		7.953	
Required safety against fatigue	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		662.8	
Present margin of safety for proof against exceed of yield point:				
Static notch sensitivity factor	[K2F]	1.000	1.100	1.000
Increase coefficient	[gammaF]	1.150	1.100	1.000
Yield stress of part (N/mm ²)	[sigFK]	389.187	409.492	195.389
Margin of safety yield stress	[S]		19.879	
Required safety	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		1656.6	

Cross section 'B-B' Shoulder

Comment

Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]		50.00
External diameter (mm)	[da]		90.000
Inner diameter (mm)	[di]		54.870
Notch effect	Shoulder		
[D, r, t] (mm)		128.000	1.000 0.000
Mean roughness (µm)	[Rz]		8.000

Tension/Compression Bending Torsion Shearing

Stress: (N) (Nm)					
Mean value		-1528.0	0.0	63.7	0.0
Amplitude		1528.0	736.6	63.7	6494.5
Maximum value		-5195.2	1252.2	216.5	11040.7
Cross section, moment of resistance: (mm ²)					
[A, Wb, Wt, A]		3997.2	61682.0	123364.0	3997.2

Load spectrum, load base values (Mean-value + Amplitude):

Element	Frequency (%)	Tension/Compression		Bending	Torsion	Shearing
		(N)	(Nm)	(Nm)	(N)	
1	30.00	-3056.000	736.570	127.324	6494.533	
2	50.00	-3600.000	900.555	47.746	7631.402	
3	20.00	-764.000	183.582	31.831	1603.292	

Stresses: (N/mm²)

[sigzdm, sigbm, taum, tauqm] (N/mm ²)	-0.382	0.000	0.516	0.000
[sigzda, sigba, taua, tauqa] (N/mm ²)	0.382	11.941	0.516	3.129
[sigzdmax, sigbmax, taumax, tauqmax] (N/mm ²)	-1.300	20.300	1.755	5.320

Technological size influence	[K1(sigB)]	0.763
	[K1(sigS)]	0.691

Tension/Compression Bending Torsion

Stress concentration factor	[alfa]	3.963	3.445	2.268
References stress slope	[G']	2.418	2.418	1.150
Notch sensitivity factor n	[n]	1.243	1.243	1.168
Notch effect coefficient	[beta]	3.187	2.770	1.942
Geometrical size influence	[K2(d)]	1.000	0.834	0.834
Influence coefficient surface roughness	[KF]	0.915	0.915	0.951
Influence coefficient surface strengthening	[KV]	1.000	1.000	1.000
Total influence coefficient	[K]	3.280	3.414	2.379

Present margin of safety for endurance limit:

Equivalent mean stress (N/mm ²)	[sigmV]	0.808
Equivalent mean stress (N/mm ²)	[taumV]	0.466

Fatigue limit of part (N/mm ²)	[sigWK]	65.178	78.273	67.382
Influence coefficient of mean stress sensitivity.	[PsigK]	0.065	0.079	0.067
Permissible amplitude (N/mm ²)	[sigADK]	57.312	77.856	63.519
Permissible amplitude (N/mm ²)	[sigANK]	57.312	77.856	63.519
Load spectrum factor	[fKoll]	1.000	1.000	1.000
Safety against fatigue	[S]		6.240	
Required safety against fatigue	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		520.0	

Present margin of safety

for proof against exceed of yield point:

Static notch sensitivity factor	[K2F]	1.000	1.100	1.000
Increase coefficient	[gammaF]	1.150	1.150	1.000
Yield stress of part (N/mm ²)	[sigFK]	389.187	428.106	195.389
Margin of safety yield stress	[S]		22.230	
Required safety	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		1852.5	

Remarks:

- The shearing force is not considered in the analysis specified in DIN 743.

- Cross section with interference fit:
The notching factor for the light fit case is no longer defined in DIN 743.
The values are imported from the FKM-Guideline..

End of Report

lines: 594

PŘÍLOHA č. 2

Výpočet uložení 2. varianty

KISSsoft academic license for Uni Pilsen

File

Name : ul_vret_frez_speeder_1

Changed by: slajs on: 10.05.2016 at: 13:31:39

Important hint: At least one warning has occurred during the calculation:

1-> Bearing 'Roller bearing_1': No contact of the ring with the shaft/housing, the influence of press fit is neglected. (D = 160.000 mm, Di = 160.018 mm)

2-> For shaft with internal diameter the notch factors are limited.

Non of the known calculation methods produces reliable data. It is proposed to use the data for the full shaft and to judge the results conservatively

Analysis of shafts, axle and beams

Input data

Coordinate system shaft: see picture W-002

Label	Shaft 1
Drawing	
Initial position (mm)	0.000
Length (mm)	455.000
Speed (1/min)	1500.00
Sense of rotation: clockwise	
Material	C45 (1)
Young's modulus (N/mm ²)	206000.000
Poisson's ratio nu	0.300
Specific weight (kg/m ³)	7830.000
Coefficient of thermal expansion (10 ⁻⁶ /K)	11.500
Temperature (°C)	20.000
Weight of shaft (kg)	13.417
Mass moment of inertia (kg*m ²)	0.020
Momentum of mass GD2 (Nm ²)	0.792
Position in space (°)	0.000
Consider deformations due to shearing	
Shear correction coefficient	1.100
Rolling bearing stiffness is calculated from inner bearing geometry	
Reference temperature (°C)	20.000

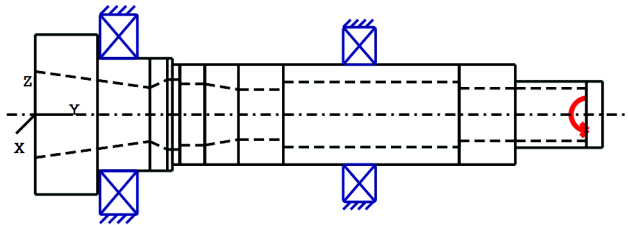
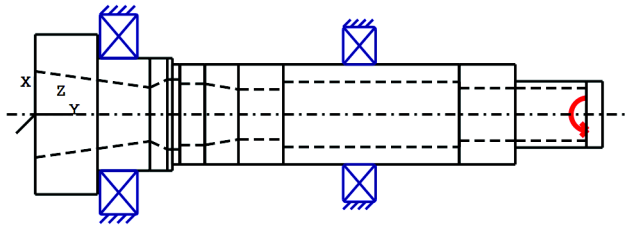


Figure: Load applications

SHAFT DEFINITION (

Shaft 1)

Outer contour

Cylinder (Cylinder) 0.000mm ... 50.000mm

Diameter (mm)	[d]	128.0000
Length (mm)	[l]	50.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Cylinder (Cylinder) 50.000mm ... 110.000mm

Diameter (mm)	[d]	90.0000
Length (mm)	[l]	60.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Cylinder (Cylinder) 110.000mm ... 385.000mm

Diameter (mm)	[d]	80.0000
Length (mm)	[l]	275.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Radius left (Radius left)
r=1.00 (mm), Rz=8.0

Cylinder (Cylinder) 385.000mm ... 455.000mm

Diameter (mm)	[d]	53.0000
Length (mm)	[l]	70.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Radius left (Radius left)
r=1.00 (mm), Rz=8.0

Inner contour

Cone inside (Conical bore) 0.000mm ... 92.000mm

Diameter left (mm)	[d _l]	69.0000
Diameter right (mm)	[d _r]	43.0000
Length (mm)	[l]	92.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Cone inside (Conical bore) 92.000mm ... 106.000mm

Diameter left (mm)	[d _l]	43.0000
Diameter right (mm)	[d _r]	56.0000
Length (mm)	[l]	14.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Cylinder inside (Cylindrical bore) 106.000mm ... 116.000mm

Diameter (mm)	[d]	56.0000
Length (mm)	[l]	10.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Cylinder inside (Cylindrical bore) 116.000mm ... 136.000mm

Diameter (mm)	[d]	49.0000
Length (mm)	[l]	20.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Cone inside (Conical bore) 136.000mm ... 163.000mm

Diameter left (mm)	[d _l]	49.0000
Diameter right (mm)	[d _r]	40.0000
Length (mm)	[l]	27.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Cylinder inside (Cylindrical bore) 163.000mm ... 199.000mm

Diameter (mm)	[d]	40.0000
Length (mm)	[l]	36.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Cylinder inside (Cylindrical bore) 199.000mm ... 340.000mm

Diameter (mm)	[d]	52.0000
Length (mm)	[l]	141.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Cylinder inside (Cylindrical bore) 340.000mm ... 442.000mm

Diameter (mm)	[d]	42.0000
Length (mm)	[l]	102.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Forces

Eccentric force (Eccentric load 1) y= -70.000mm

Center point of load application, X-coordinate (mm)	25.0000
Center point of load application, Z -coordinate (mm)	0.0000
Length of load application (mm)	0.0000
Power (kW)	20.0002
Torque (Nm)	-127.3250

Axial force (load spectrum) (N)	3056.0000 /	0.0000 /	0.0000
Shearing force X (load spectrum) (N)	-4074.0000 /	-0.0000 /	-0.0000
Shearing force Z (Load spectrum) (N)	5093.0000 /	0.0000 /	0.0000
Bending moment C (Load spectrum) (Nm)	0.0000 /	0.0000 /	0.0000
Bending moment H (Load spectrum) (Nm)	76.4000 /	0.0000 /	0.0000
Load spectrum, driving (output)			

Element	Frequency (%) (UpM)	(kW)	(Nm)		
1	30.0000	1500.0	-20.00	-127.33	100.0
2	50.0000	4000.5	-0.00	-0.00	0.0
3	20.0000	6000.0	-0.00	-0.00	0.0

Eccentric force (Eccentric load 2) y= -70.000mm

Center point of load application, X-coordinate (mm)	8.0000		
Center point of load application, Z -coordinate (mm)	0.0000		
Length of load application (mm)	0.0000		
Power (kW)	7.4996		
Torque (Nm)	-47.7440		
Axial force (load spectrum) (N)	0.0000 /	3600.0000 /	0.0000
Shearing force X (load spectrum) (N)	-0.0000 /	-4800.0000 /	-0.0000
Shearing force Z (Load spectrum) (N)	0.0000 /	5968.0000 /	0.0000
Bending moment C (Load spectrum) (Nm)	0.0000 /	0.0000 /	0.0000
Bending moment H (Load spectrum) (Nm)	0.0000 /	28.8000 /	0.0000
Load spectrum, driving (output)			

Element	Frequency (%) (UpM)	(kW)	(Nm)		
1	30.0000	1500.0	-0.00	-0.00	0.0
2	50.0000	4000.5	-20.00	-47.74	100.0
3	20.0000	6000.0	-0.00	-0.00	0.0

Coupling (Coupling) y= 443.000mm

Effective diameter (mm)	0.0000		
Radial force factor (-)	0.0000		
Direction of the radial force (°)	0.0000		
Axial force factor (-)	0.0000		
Length of load application (mm)	20.0000		
Power (kW)	20.0000		
Torque (Nm)	127.3240		
Axial force (load spectrum) (N)	0.0000 /	0.0000 /	0.0000
Shearing force X (load spectrum) (N)	0.0000 /	0.0000 /	0.0000
Shearing force Z (Load spectrum) (N)	0.0000 /	0.0000 /	0.0000
Mass (kg)	0.0000		
Load spectrum, driven (input)			

Element	Frequency (%) (UpM)	(kW)	(Nm)		
1	30.0000	1500.0	20.0	127.3	
2	50.0000	4000.5	20.0	47.7	
3	20.0000	6000.0	20.0	31.8	

Eccentric force (Eccentric load 3) y= -70.000mm

Center point of load application, X-coordinate (mm)	25.0000		
Center point of load application, Z -coordinate (mm)	0.0000		
Length of load application (mm)	0.0000		
Power (kW)	4.9991		
Torque (Nm)	-31.8250		
Axial force (load spectrum) (N)	0.0000 /	0.0000 /	764.0000
Shearing force X (load spectrum) (N)	-0.0000 /	-0.0000 /	-1019.0000

Shearing force Z (Load spectrum) (N)	0.0000 /	0.0000 /	1273.0000
Bending moment C (Load spectrum) (Nm)	0.0000 /	0.0000 /	0.0000
Bending moment H (Load spectrum) (Nm)	0.0000 /	0.0000 /	19.1000
Load spectrum, driving (output)			

Element	Frequency (%) (UpM)	(kW)	(Nm)			
1	30.0000	1500.0	-0.00	-0.00	0.0	
2	50.0000	4000.5	-0.00	-0.00	0.0	
3	20.0000	6000.0	-20.00	-31.82	100.0	

Bearing

Angular contact ball bearing (single row) IBC 7218.E.UH (Roller bearing 1) 67.000mm

Set fixed bearing right

d = 90.000 (mm), D = 160.000 (mm), b = 30.000 (mm), r = 1.000 (mm)

C = 118.000 (kN), C0 = 101.000 (kN), Cu = 3741.000 (kN)

Ctheo = 116.903 (kN), C0theo = 99.901 (kN)

Calculation with bearing internal geometry from database (*)

Z = 15, Dpw = 125.000 (mm), Dw = 22.225 (mm)

Pa = 0.029 (mm)

Tolerance field	Mean value
Tolerance	DIN 620:1988 PN
Tolerance shaft	k6, 90.014 mm (min = 90.003 mm , max = 90.025 mm)
Tolerance hub	J6, 160.005 mm (min = 159.993 mm , max = 160.018 mm)
Change of diametral clearance due to: n = 0 (1/min)	
Interference fit	-13.93 µm
Temperature	0.00 µm
Total bearing clearance change	-14.03 µm, ni = 1500 (1/min), no = 0 (1/min)
The bearing pressure angle will be considered in the calculation	
Position (center of pressure)	(mm) 38.0000

Angular contact ball bearing (single row) SKF 7216BECBP (Roller bearing 3) 260.000mm

Set fixed bearing left

d = 80.000 (mm), D = 140.000 (mm), b = 26.000 (mm), r = 2.000 (mm)

C = 80.600 (kN), C0 = 69.500 (kN), Cu = 2.800 (kN)

Ctheo = 81.688 (kN), C0theo = 68.480 (kN)

Calculation with approximate bearings internal geometry (*)

Z = 15, Dpw = 110.000 (mm), Dw = 19.630 (mm)

di = 90.140 (mm), do = 129.860 (mm), ri = 10.208 (mm), ro = 10.404 (mm)

The bearing pressure angle will be considered in the calculation

Position (center of pressure) (mm) 306.0000

Maximum deflection 0.030 (Shaft 1 pos= 0.000)

Mass center of gravity

Shaft 1 (mm) 204.434

Total axial load

Shaft 1 (N) 7420.000

Torsion under torque

Shaft 1 (°) 0.020

Probability of failure [n] 10.00 %
 Axial clearance [u_A] 10.00 μm
 Rolling bearing stiffness calculated from internal geometry

Shaft 'Shaft 1' Rolling bearing 'Roller bearing_1'

Position (Y-coordinate) [y] 67.00 mm
 Life modification factor for reliability [α_1] 1.000
 Service life [L_{nh}] 9272.07 h
 static safety factor [S_0] 9.55
 Reference rating service life [L_{nrh}] 10555.34 h
 Modified reference rating service life [L_{nrmh}] > 1000000 h

Bearing reaction force

	Fx (kN)	Fy (kN)	Fz (kN)	Mx (Nm)	My (Nm)	Mz (Nm)
1	5.410	-6.431	-7.047	211.594	-0.000	162.062
2	6.598	-7.370	-8.268	249.007	-0.000	198.539
3	1.354	-4.228	-1.711	50.949	-0.000	40.219

Bearing reaction moment

Displacement of bearing

	ux (μm)	uy (μm)	uz (μm)	ux (mrad)	uy (mrad)	uz (mrad)
1	-8.4798	-12.3932	10.5220	-0.175	0.008	-0.121
2	-10.2673	-12.1412	12.6526	-0.209	0.003	-0.161
3	-2.0019	-14.3374	2.3596	-0.043	0.002	-0.029

Misalignment of bearing

Shaft 'Shaft 1' Rolling bearing 'Roller bearing_3'

Position (Y-coordinate) [y] 260.00 mm
 Life modification factor for reliability [α_1] 1.000
 Service life [L_{nh}] 98452.25 h
 static safety factor [S_0] 22.98
 Reference rating service life [L_{nrh}] 131475.62 h
 Modified reference rating service life [L_{nrmh}] > 1000000 h

Bearing reaction force

	Fx (kN)	Fy (kN)	Fz (kN)	Mx (Nm)	My (Nm)	Mz (Nm)
1	-1.336	3.375	2.086	96.587	-0.000	61.924
2	-1.798	3.770	2.431	112.371	-0.000	83.159
3	-0.335	3.464	0.570	26.474	-0.000	15.598

Bearing reaction moment

Displacement of bearing

	ux (μm)	uy (μm)	uz (μm)	ux (mrad)	uy (mrad)	uz (mrad)
1	4.2066	-11.4640	-7.0444	-0.041	0.089	-0.033
2	6.2812	-11.1032	-8.6673	-0.052	0.034	-0.042
3	0.9415	-13.3835	-1.7537	-0.009	0.022	-0.007

Misalignment of bearing

(*) Note about roller bearings with an approximated bearing geometry:

The internal geometry of these bearings has not been input in the database.

The geometry is back-calculated as specified in ISO 281, from C and C0 (details in the manufacturer's catalog).

For this reason, the geometry may be different from the actual geometry.

In some situations, this may result in significant variations in roller bearing stiffness.

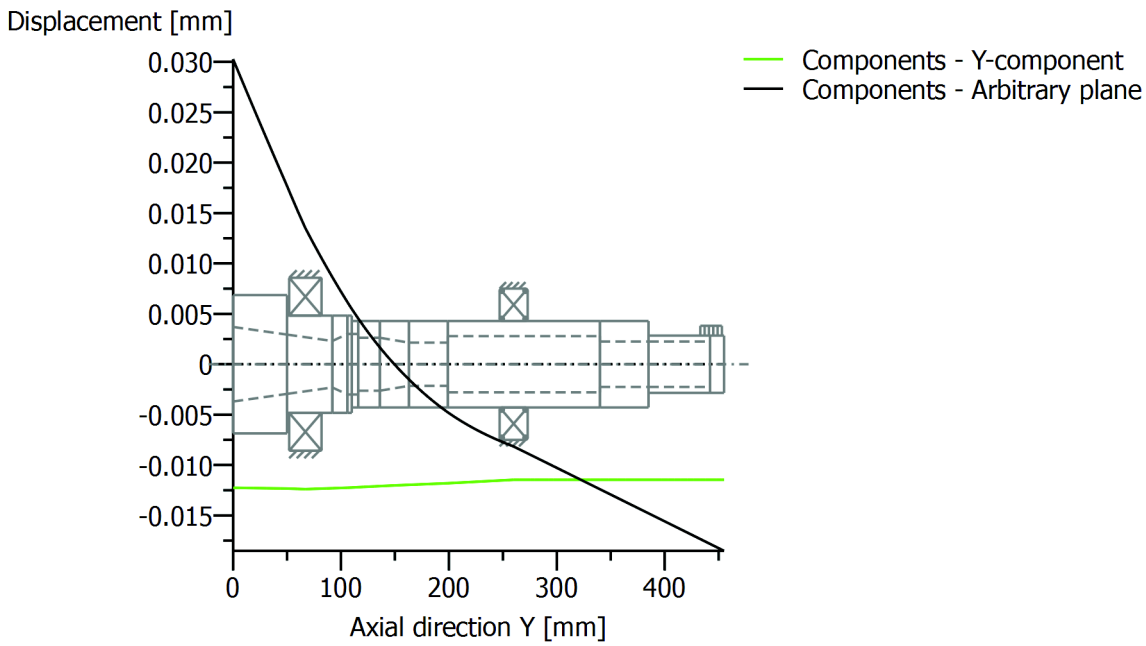
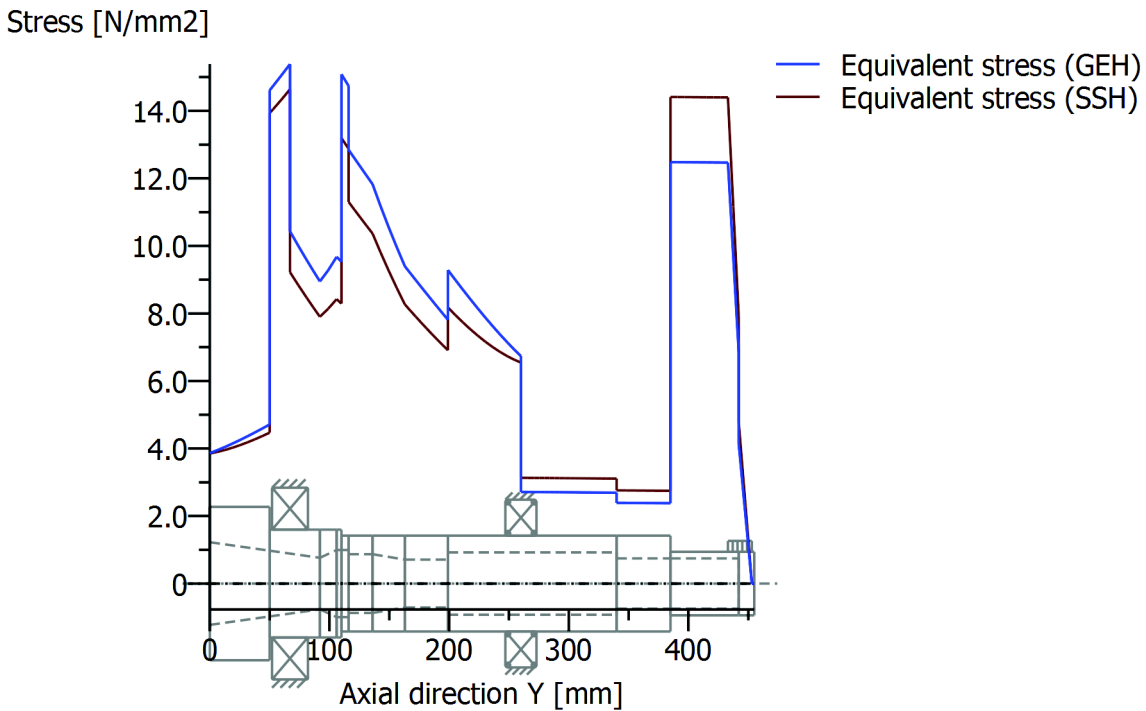


Figure: Displacement (bending etc.) (Arbitrary plane 126.623903 °)



GEH(von Mises): $\text{sigV} = ((\text{sigB} + \text{sigZ}, D)^2 + 3 * (\text{tauT} + \text{tauS})^2)^{1/2}$

SSH(Tresca): $\text{sigV} = ((\text{sigB} - \text{sigZ}, D)^2 + 4 * (\text{tauT} + \text{tauS})^2)^{1/2}$

Figure: Equivalent stress

Strength calculation as specified in

DIN 743:2012

with finite life fatigue strength according to FKM standard and FVA draft

Summary

Label Shaft 1

Material C45 (1)

Material type Through hardened steel

Material treatment unalloyed, through hardened

Surface treatment No

Calculation of service strength and static strength
 Woehler line (S-N curve) according Miner elementary
 Calculation for load case 2 (sig.av/sig.mv = const)

Cross section	Position (Y-Coord) (mm)	
A-A	110.00	Shoulder
B-B	372.00	Smooth shaft

Results:

Cross section	Kfb	Kfsig	K2d	SD	SS
A-A	2.32	0.92	0.84	6.90	16.84
B-B	1.00	0.92	0.84	129.64	83.85

Required safeties:	1.20	1.20
--------------------	------	------

Abbreviations:

Kfb: Notch factor bending
 Kfsig: Surface factor
 K2d: size factor bending
 SD: Safety endurance limit
 SS: Safety against yield point

The requirements of the safety proof of the shaft are:

satisfied [x] not satisfied []

Design engineer:..... Date:..... Signature:.....

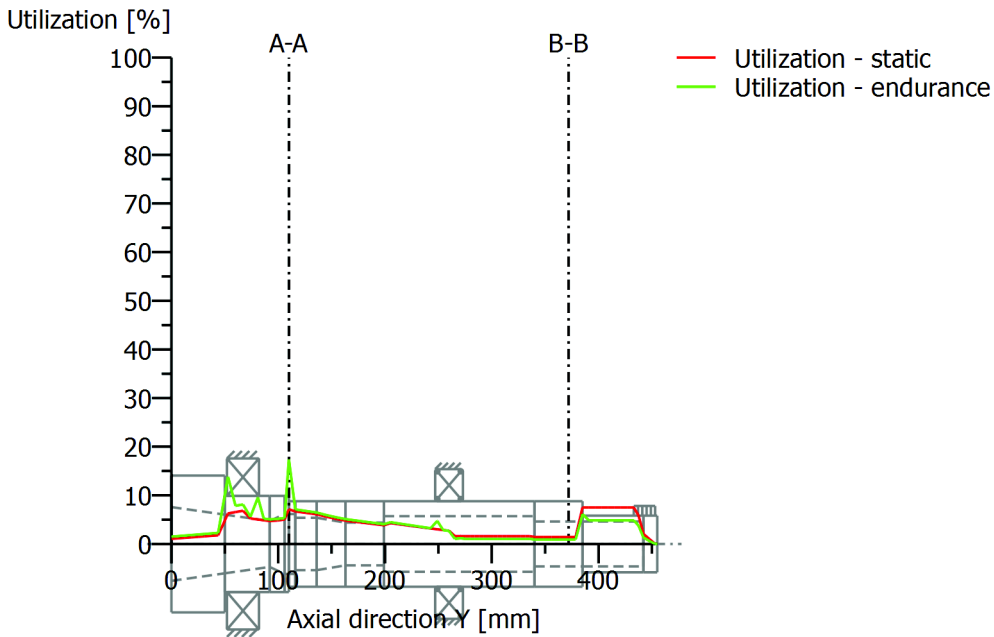


Figure: Strength

Calculation details:

General statements

Label	Shaft 1		
Drawing			
Length (mm)	[l]		455.00
Speed (1/min)	[n]		1500.00

Material	C45 (1)		
Material type	Through hardened steel		
Material treatment	unalloyed, through hardened		
Surface treatment	No		

	Tension/Compression	Bending	Torsion	Shearing
Load factor static calculation	1.700	1.700	1.700	1.700
Load factor endurance limit	1.000	1.000	1.000	1.000

Reference diameter material (mm)	[dB]	16.00
sigB according DIN 743 (at dB) (N/mm ²)	[sigB]	700.00
sigS according DIN 743 (at dB) (N/mm ²)	[sigS]	490.00
[sigzdW] (bei dB) (N/mm ²)		280.00
[sigbW] (bei dB) (N/mm ²)		350.00
[tautW] (bei dB) (N/mm ²)		210.00
Thickness of raw material (mm)	[dWerkst]	130.00
Material data calculated according DIN743/3 with K1(d)		
Material strength calculated from size of raw material		
Geometric size factor K1d calculated from raw material diameter		
[sigBeff] (N/mm ²)		534.41

[sigSeff] (N/mm ²)	338.42
[sigbF] (N/mm ²)	406.11
[tautF] (N/mm ²)	234.47
[sigBRand] (N/mm ²)	628.00
[sigzdW] (N/mm ²)	213.76
[sigbW] (N/mm ²)	267.21
[tautW] (N/mm ²)	160.32

Service strength for a load spectrum

Woehler line (S-N curve) according	Miner elementary	
Required life time	[h]	4000.00
Number of load cycles (Mio)	[NL]	360.000

Data of Woehler line (S-N curve) analog to FKM standard:

[ksigma, ktau]	5	8
[kDsigma, kDtau]	0	0
[NDsigma, NDtau]	1e+006	1e+006
[NDsigmall, NDtaull]	0	0
[DM]	0.3	

Calculation for load case 2 (sig.av/sig.mv = const)

Cross section 'A-A' Shoulder

Comment		
Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]	110.00
External diameter (mm)	[da]	80.000
Inner diameter (mm)	[di]	56.000
Notch effect	Shoulder	
[D, r, t] (mm)	90.000	1.000 0.000
Mean roughness (µm)	[Rz]	8.000

Tension/Compression Bending Torsion Shearing

Stress: (N) (Nm)				
Mean value	1687.3	0.0	63.7	0.0
Amplitude	1687.3	476.9	63.7	2415.7
Maximum value	5736.8	810.7	216.5	4106.7
Cross section, moment of resistance: (mm ²)				
[A, Wb, Wt, A]	2563.5	38196.7	76393.5	2563.5

Load spectrum, load base values (Mean-value + Amplitude):

Element	Frequency (%)	Tension/Compression		Bending	Torsion	Shearing
		(N)	(Nm)	(Nm)	(N)	
1	30.00	3374.606	476.901	127.324	2415.699	
2	50.00	3769.614	584.505	47.746	2965.929	
3	20.00	3463.936	120.426	31.831	599.452	

Stresses: (N/mm²)

[sigzdm, sigbm, taum, tauqm] (N/mm ²)	0.658	0.000	0.833	0.000
[sigzda, sigba, taua, tauqa] (N/mm ²)	0.658	12.485	0.833	1.847
[sigzdmax, sigbmax, taumax, tauqmax] (N/mm ²)	2.238	21.225	2.833	3.139

Technological size influence	[K1(sigB)]	0.763
	[K1(sigS)]	0.691

Tension/Compression Bending Torsion

Stress concentration factor	[alfa]	3.152	2.897	1.907
References stress slope	[G']	2.510	2.510	1.150
Notch sensitivity factor n	[n]	1.248	1.248	1.168
Notch effect coefficient	[beta]	2.526	2.322	1.633
Geometrical size influence	[K2(d)]	1.000	0.842	0.842
Influence coefficient surface roughness				
	[KF]	0.915	0.915	0.951
Influence coefficient surface strengthening				
	[KV]	1.000	1.000	1.000
Total influence coefficient	[K]	2.618	2.850	1.991
Present margin of safety for endurance limit:				
Equivalent mean stress (N/mm ²)	[sigmV]		1.586	
Equivalent mean stress (N/mm ²)	[taumV]		0.916	
Fatigue limit of part (N/mm ²)	[sigWK]	81.645	93.758	80.525
Influence coefficient of mean stress sensitivity.				
	[PsigK]	0.083	0.096	0.081
Permissible amplitude (N/mm ²)	[sigADK]	68.075	92.626	73.907
Permissible amplitude (N/mm ²)	[sigANK]	68.075	92.626	73.907
Load spectrum factor	[fKoll]	1.000	1.000	1.000
Safety against fatigue	[S]		6.901	
Required safety against fatigue	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		575.1	
Present margin of safety for proof against exceed of yield point:				
Static notch sensitivity factor	[K2F]	1.000	1.100	1.000
Increase coefficient	[gammaF]	1.150	1.100	1.000
Yield stress of part (N/mm ²)	[sigFK]	389.187	409.492	195.389
Margin of safety yield stress	[S]		16.840	
Required safety	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		1403.4	

Cross section 'B-B' Smooth shaft

Comment

Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]	372.00
External diameter (mm)	[da]	80.000
Inner diameter (mm)	[di]	42.000
Notch effect	Smooth shaft	
Mean roughness (µm)	[Rz]	8.000

Tension/Compression Bending Torsion Shearing

Stress: (N) (Nm)					
Mean value		-0.0	0.0	63.7	0.0
Amplitude		0.0	0.3	63.7	10.5
Maximum value		-0.0	0.6	216.5	17.9
Cross section, moment of resistance: (mm ²)					
[A, Wb, Wt, A]		3641.1	46446.9	92893.7	3641.1

Load spectrum, load base values (Mean-value + Amplitude):

Element	Frequency (%)	Tension/Compression (N)	Bending (Nm)	Torsion (N)	Shearing
1	30.00	-0.000	0.340	127.324	10.549
2	50.00	0.000	0.340	47.746	10.549
3	20.00	0.000	0.340	31.831	10.549

Stresses: (N/mm²)

[sigzdm, sigbm, taum, tauqm] (N/mm ²)	-0.000	0.000	0.685	0.000
[sigzda, sigba, taua, tauqa] (N/mm ²)	0.000	0.007	0.685	0.005
[sigzdmax, sigbmax, taumax, tauqmax] (N/mm ²)	-0.000	0.012	2.330	0.009

Technological size influence	[K1(sigB)]	0.763
	[K1(sigS)]	0.691

Tension/Compression Bending Torsion

Notch effect coefficient	[beta]	1.000	1.000	1.000
Geometrical size influence	[K2(d)]	1.000	0.842	0.842
Influence coefficient surface roughness	[KF]	0.915	0.915	0.951
Influence coefficient surface strengthening	[KV]	1.000	1.000	1.000
Total influence coefficient	[K]	1.093	1.280	1.239

Present margin of safety for endurance limit:

Equivalent mean stress (N/mm ²)	[sigmV]	1.187
Equivalent mean stress (N/mm ²)	[taumV]	0.685

Fatigue limit of part (N/mm ²)	[sigWK]	195.636	208.696	129.402
Influence coefficient of mean stress sensitivity.	[PsigK]	0.224	0.243	0.138
Permissible amplitude (N/mm ²)	[sigADK]	0.285	2.283	97.694
Permissible amplitude (N/mm ²)	[sigANK]	0.285	2.283	97.694
Load spectrum factor	[fKoll]	1.000	1.000	1.000
Safety against fatigue	[S]	129.638		
Required safety against fatigue	[Smin]	1.200		
Result (%)	[S/Smin]	10803.2		

Present margin of safety

for proof against exceed of yield point:

Static notch sensitivity factor	[K2F]	1.000	1.100	1.000
Increase coefficient	[gammaF]	1.000	1.000	1.000
Yield stress of part (N/mm ²)	[sigFK]	338.423	372.266	195.389
Margin of safety yield stress	[S]	83.854		
Required safety	[Smin]	1.200		
Result (%)	[S/Smin]	6987.9		

Remarks:

- The shearing force is not considered in the analysis specified in DIN 743.
- Cross section with interference fit:
The notching factor for the light fit case is no longer defined in DIN 743.
The values are imported from the FKM-Guideline..

End of Report

lines: 546

PŘÍLOHA č. 3

Výpočet uložení 3. varianty

KISSsoft academic license for Uni Pilsen

File

Name : ul_vret_frez_speeder_2a

Changed by: slajs on: 10.05.2016 at: 13:32:59

Important hint: At least one warning has occurred during the calculation:

1-> For shaft with internal diameter the notch factors are limited.

Non of the known calculation methods produces reliable data. It is proposed to use the data for the full shaft and to judge the results conservatively

Analysis of shafts, axle and beams

Input data

Coordinate system shaft: see picture W-002

Label	Shaft 1
Drawing	
Initial position (mm)	0.000
Length (mm)	455.000
Speed (1/min)	1500.00
Sense of rotation: clockwise	
Material	C45 (1)
Young's modulus (N/mm ²)	206000.000
Poisson's ratio nu	0.300
Specific weight (kg/m ³)	7830.000
Coefficient of thermal expansion (10 ⁻⁶ /K)	11.500
Temperature (°C)	20.000
Weight of shaft (kg)	13.417
Mass moment of inertia (kg*m ²)	0.020
Momentum of mass GD ² (Nm ²)	0.792
Position in space (°)	0.000
Consider deformations due to shearing	
Shear correction coefficient	1.100
Rolling bearing stiffness is calculated from inner bearing geometry	
Reference temperature (°C)	20.000

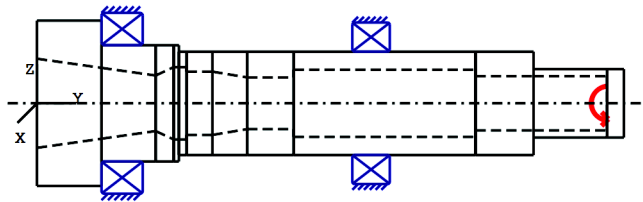
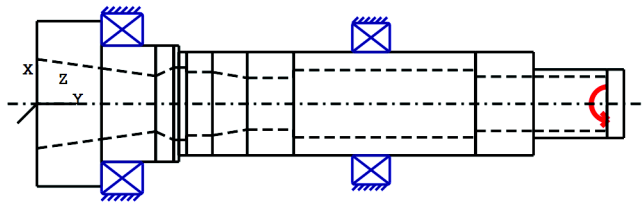


Figure: Load applications

SHAFT DEFINITION (

Shaft 1)

Outer contour

Cylinder (Cylinder) 0.000mm ... 50.000mm

Diameter (mm)	[d]	128.0000
Length (mm)	[l]	50.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Cylinder (Cylinder) 50.000mm ... 110.000mm

Diameter (mm)	[d]	90.0000
Length (mm)	[l]	60.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Radius left (Radius left)
r=1.00 (mm), Rz=8.0

Cylinder (Cylinder) 110.000mm ... 385.000mm

Diameter (mm)	[d]	80.0000
Length (mm)	[l]	275.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Radius left (Radius left)
r=1.00 (mm), Rz=8.0

Cylinder (Cylinder) 385.000mm ... 455.000mm

Diameter (mm)	[d]	53.0000
---------------	-----	---------

Length (mm) [l] 70.0000
Surface roughness (µm) [Rz] 8.0000

Radius left (Radius left)
r=1.00 (mm), Rz=8.0

Inner contour

Cone inside (Conical bore) 0.000mm ... 92.000mm

Diameter left (mm) [d_l] 69.0000
Diameter right (mm) [d_r] 43.0000
Length (mm) [l] 92.0000
Surface roughness (µm) [Rz] 8.0000

Cone inside (Conical bore) 92.000mm ... 106.000mm

Diameter left (mm) [d_l] 43.0000
Diameter right (mm) [d_r] 56.0000
Length (mm) [l] 14.0000
Surface roughness (µm) [Rz] 8.0000

Cylinder inside (Cylindrical bore) 106.000mm ... 116.000mm

Diameter (mm) [d] 56.0000
Length (mm) [l] 10.0000
Surface roughness (µm) [Rz] 8.0000

Cylinder inside (Cylindrical bore) 116.000mm ... 136.000mm

Diameter (mm) [d] 49.0000
Length (mm) [l] 20.0000
Surface roughness (µm) [Rz] 8.0000

Cone inside (Conical bore) 136.000mm ... 163.000mm

Diameter left (mm) [d_l] 49.0000
Diameter right (mm) [d_r] 40.0000
Length (mm) [l] 27.0000
Surface roughness (µm) [Rz] 8.0000

Cylinder inside (Cylindrical bore) 163.000mm ... 199.000mm

Diameter (mm) [d] 40.0000
Length (mm) [l] 36.0000
Surface roughness (µm) [Rz] 8.0000

Cylinder inside (Cylindrical bore) 199.000mm ... 340.000mm

Diameter (mm) [d] 52.0000
Length (mm) [l] 141.0000
Surface roughness (µm) [Rz] 8.0000

Cylinder inside (Cylindrical bore) 340.000mm ... 442.000mm

Diameter (mm) [d] 42.0000
Length (mm) [l] 102.0000
Surface roughness (µm) [Rz] 8.0000

Forces

Eccentric force (Eccentric load 1) y= -70.000mm

Center point of load application, X-coordinate (mm) 25.0000
Center point of load application, Z -coordinate (mm) 0.0000

Length of load application (mm)	0.0000		
Power (kW)	20.0002		
Torque (Nm)	-127.3250		
Axial force (load spectrum) (N)	3056.0000 /	0.0000 /	0.0000
Shearing force X (load spectrum) (N)	-4074.0000 /	-0.0000 /	-0.0000
Shearing force Z (Load spectrum) (N)	5093.0000 /	0.0000 /	0.0000
Bending moment C (Load spectrum) (Nm)	0.0000 /	0.0000 /	0.0000
Bending moment H (Load spectrum) (Nm)	76.4000 /	0.0000 /	0.0000
Load spectrum, driving (output)			

Element Frequency (%) (UpM) (kW) (Nm)

1	30.0000	1500.0	-20.00	-127.33	100.0
2	50.0000	4000.5	-0.00	-0.00	0.0
3	20.0000	6000.0	-0.00	-0.00	0.0

Eccentric force (Eccentric load 2) y= -70.000mm

Center point of load application, X-coordinate (mm)	8.0000		
Center point of load application, Z -coordinate (mm)	0.0000		
Length of load application (mm)	0.0000		
Power (kW)	7.4996		
Torque (Nm)	-47.7440		
Axial force (load spectrum) (N)	0.0000 /	3600.0000 /	0.0000
Shearing force X (load spectrum) (N)	-0.0000 /	-4800.0000 /	-0.0000
Shearing force Z (Load spectrum) (N)	0.0000 /	5968.0000 /	0.0000
Bending moment C (Load spectrum) (Nm)	0.0000 /	0.0000 /	0.0000
Bending moment H (Load spectrum) (Nm)	0.0000 /	28.8000 /	0.0000
Load spectrum, driving (output)			

Element Frequency (%) (UpM) (kW) (Nm)

1	30.0000	1500.0	-0.00	-0.00	0.0
2	50.0000	4000.5	-20.00	-47.74	100.0
3	20.0000	6000.0	-0.00	-0.00	0.0

Coupling (Coupling) y= 443.000mm

Effective diameter (mm)	0.0000		
Radial force factor (-)	0.0000		
Direction of the radial force (°)	0.0000		
Axial force factor (-)	0.0000		
Length of load application (mm)	20.0000		
Power (kW)	20.0000		
Torque (Nm)	127.3240		
Axial force (load spectrum) (N)	0.0000 /	0.0000 /	0.0000
Shearing force X (load spectrum) (N)	0.0000 /	0.0000 /	0.0000
Shearing force Z (Load spectrum) (N)	0.0000 /	0.0000 /	0.0000
Mass (kg)	0.0000		
Load spectrum, driven (input)			

Element Frequency (%) (UpM) (kW) (Nm)

1	30.0000	1500.0	20.0	127.3
2	50.0000	4000.5	20.0	47.7
3	20.0000	6000.0	20.0	31.8

Eccentric force (Eccentric load 3) y= -70.000mm

Center point of load application, X-coordinate (mm)	25.0000
Center point of load application, Z -coordinate (mm)	0.0000
Length of load application (mm)	0.0000
Power (kW)	4.9991

Torque (Nm)	-31.8250		
Axial force (load spectrum) (N)	0.0000 /	0.0000 /	764.0000
Shearing force X (load spectrum) (N)	-0.0000 /	-0.0000 /	-1019.0000
Shearing force Z (Load spectrum) (N)	0.0000 /	0.0000 /	1273.0000
Bending moment C (Load spectrum) (Nm)	0.0000 /	0.0000 /	0.0000
Bending moment H (Load spectrum) (Nm)	0.0000 /	0.0000 /	19.1000
Load spectrum, driving (output)			

Element	Frequency (%)	(UpM)	(kW)	(Nm)		
1	30.0000		1500.0	-0.00	-0.00	0.0
2	50.0000		4000.5	-0.00	-0.00	0.0
3	20.0000		6000.0	-20.00	-31.82	100.0

Bearing

Taper roller bearing (single row) SKF 32018 X/Q (Roller bearing 1) 66.000mm

Set fixed bearing right

d = 90.000 (mm), D = 140.000 (mm), b = 32.000 (mm), r = 2.000 (mm)

C = 168.000 (kN), C0 = 270.000 (kN), Cu = 31.000 (kN)

Ctheo = 168.033 (kN), C0theo = 270.015 (kN)

Calculation with approximate bearings internal geometry (*)

Z =27, Dpw = 115.380 (mm), Dw = 11.846 (mm)

Lwe = 22.140 (mm), a =30

a =30

di = 103.534 (mm), do = 127.225 (mm)

The bearing pressure angle will be considered in the calculation

Position (center of pressure) (mm) 52.0000

Taper roller bearing (single row) SKF 32016 XIQ (Roller bearing 3) 259.000mm

Set fixed bearing left

d = 80.000 (mm), D = 125.000 (mm), b = 29.000 (mm), r = 1.500 (mm)

C = 138.000 (kN), C0 = 216.000 (kN), Cu = 24.500 (kN)

Ctheo = 138.027 (kN), C0theo = 216.012 (kN)

Calculation with approximate bearings internal geometry (*)

Z =27, Dpw = 102.838 (mm), Dw = 10.775 (mm)

Lwe = 19.517 (mm), a =27

a =27

di = 92.064 (mm), do = 113.613 (mm)

The bearing pressure angle will be considered in the calculation

Position (center of pressure) (mm) 271.5000

Maximum deflection 0.017 (Shaft 1 pos= 0.000)

Mass center of gravity

Shaft 1 (mm) 204.434

Total axial load

Shaft 1 (N) 7420.000

Torsion under torque

Shaft 1 (°) 0.020

Probability of failure [n] 10.00 %

Axial clearance [u_A] 10.00 μm
 Rolling bearing stiffness calculated from internal geometry

Shaft 'Shaft 1' Rolling bearing 'Roller bearing_1'

Position (Y-coordinate) [y] 66.00 mm
 Life modification factor for reliability[α₁] 1.000
 Service life [L_{nh}] 52741.27 h
 static safety factor [S₀] 23.03
 Reference rating service life [L_{nrh}] 137483.45 h
 Modified reference rating service life [L_{nrmh}] > 1000000 h

	Bearing reaction force			Bearing reaction moment		
	Fx (kN)	Fy (kN)	Fz (kN)	Mx (Nm)	My (Nm)	Mz (Nm)
1	5.964	-4.147	-7.823	116.708	-0.000	88.654
2	7.301	-4.927	-9.176	137.508	-0.000	109.258
3	1.494	-1.051	-1.911	27.818	-0.000	21.704

	Displacement of bearing			Misalignment of bearing		
	ux (μm)	uy (μm)	uz (μm)	ux (mrad)	uy (mrad)	uz (mrad)
1	-1.7241	12.9867	2.0489	-0.146	0.008	-0.100
2	-1.8419	14.4261	2.2243	-0.167	0.003	-0.128
3	-0.7827	5.6503	0.9118	-0.046	0.002	-0.031

Shaft 'Shaft 1' Rolling bearing 'Roller bearing_3'

Position (Y-coordinate) [y] 259.00 mm
 Life modification factor for reliability[α₁] 1.000
 Service life [L_{nh}] 863893.66 h
 static safety factor [S₀] 51.78
 Reference rating service life [L_{nrh}] > 1000000 h
 Modified reference rating service life [L_{nrmh}] > 1000000 h

	Bearing reaction force			Bearing reaction moment		
	Fx (kN)	Fy (kN)	Fz (kN)	Mx (Nm)	My (Nm)	Mz (Nm)
1	-1.890	1.091	2.862	36.747	-0.000	24.270
2	-2.501	1.327	3.339	42.832	-0.000	32.080
3	-0.475	0.287	0.770	9.892	-0.000	6.105

	Displacement of bearing			Misalignment of bearing		
	ux (μm)	uy (μm)	uz (μm)	ux (mrad)	uy (mrad)	uz (mrad)
1	5.1617	13.2864	-7.8565	-0.008	0.089	-0.006
2	6.3860	14.7907	-8.5222	-0.005	0.033	-0.004
3	2.0517	5.7293	-3.3365	-0.011	0.022	-0.007

(*) Note about roller bearings with an approximated bearing geometry:

The internal geometry of these bearings has not been input in the database.

The geometry is back-calculated as specified in ISO 281, from C and C0 (details in the manufacturer's catalog).

For this reason, the geometry may be different from the actual geometry.

In some situations, this may result in significant variations in roller bearing stiffness.

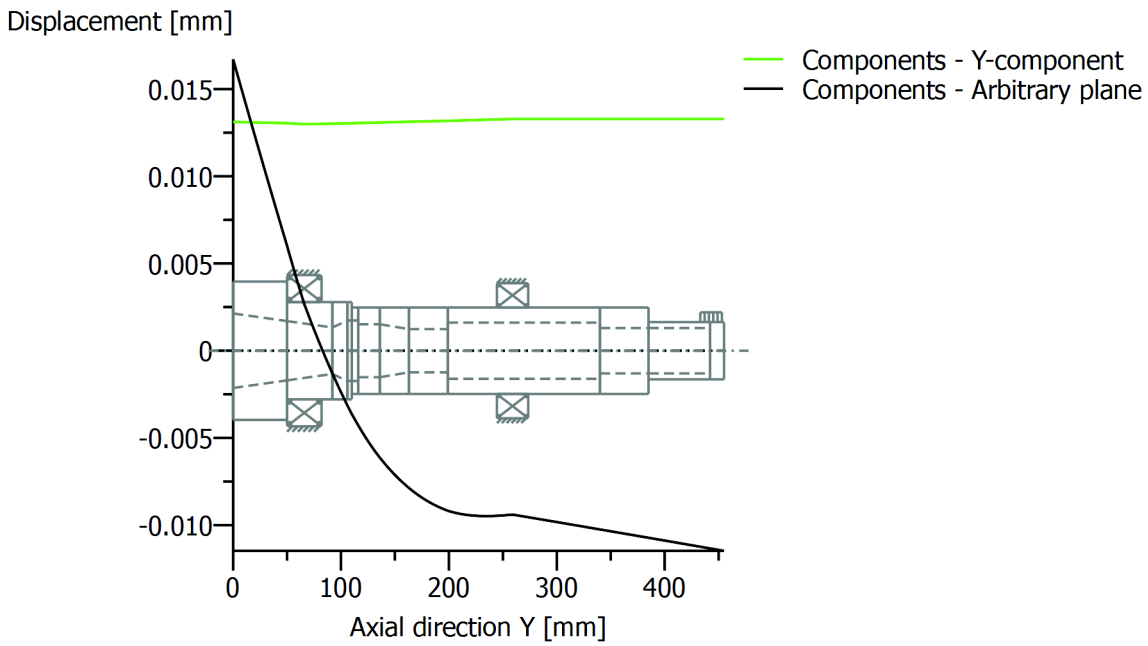
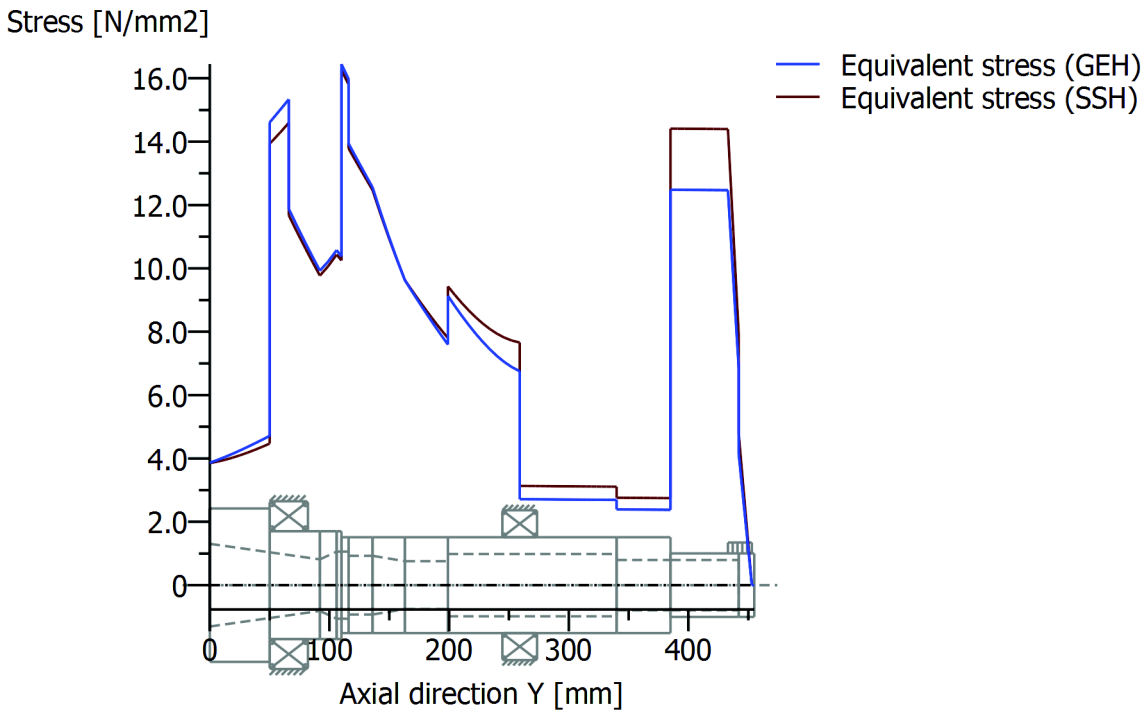


Figure: Displacement (bending etc.) (Arbitrary plane 125.4571003 °)



GEH(von Mises): $\text{sigV} = ((\text{sigB} + \text{sigZ}, D)^2 + 3 * (\text{tauT} + \text{tauS})^2)^{1/2}$

SSH(Tresca): $\text{sigV} = ((\text{sigB} - \text{sigZ}, D)^2 + 4 * (\text{tauT} + \text{tauS})^2)^{1/2}$

Figure: Equivalent stress

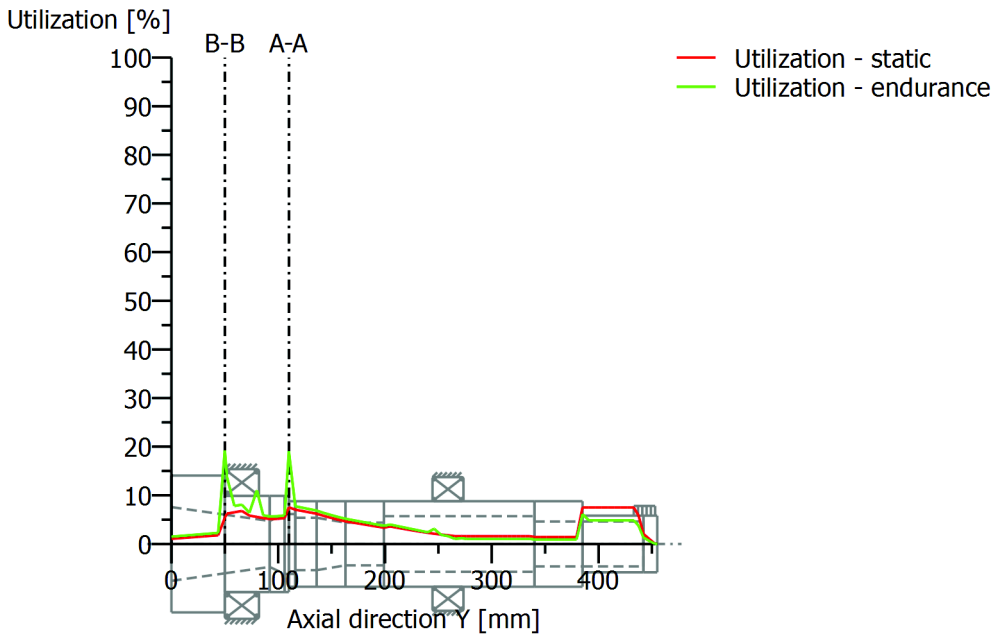


Figure: Strength

Calculation details:

General statements

Label	Shaft 1		
Drawing			
Length (mm)	[l]		455.00
Speed (1/min)	[n]		1500.00

Material	C45 (1)		
Material type	Through hardened steel		
Material treatment	unalloyed, through hardened		
Surface treatment	No		

		Tension/Compression	Bending	Torsion	Shearing
Load factor static calculation	1.700	1.700	1.700	1.700	1.700
Load factor endurance limit	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000

Reference diameter material (mm)	[dB]	16.00
sigB according DIN 743 (at dB) (N/mm ²)	[sigB]	700.00
sigS according DIN 743 (at dB) (N/mm ²)	[sigS]	490.00
[sigzdW] (bei dB) (N/mm ²)		280.00
[sigbW] (bei dB) (N/mm ²)		350.00
[tautW] (bei dB) (N/mm ²)		210.00
Thickness of raw material (mm)	[dWerkst]	130.00
Material data calculated according DIN743/3 with K1(d)		
Material strength calculated from size of raw material		
Geometric size factor K1d calculated from raw material diameter		
[sigBeff] (N/mm ²)		534.41

[sigSeff] (N/mm ²)	338.42
[sigbF] (N/mm ²)	406.11
[tautF] (N/mm ²)	234.47
[sigBRand] (N/mm ²)	628.00
[sigzdW] (N/mm ²)	213.76
[sigbW] (N/mm ²)	267.21
[tautW] (N/mm ²)	160.32

Service strength for a load spectrum

Woehler line (S-N curve) according	Miner elementary	
Required life time	[h]	4000.00
Number of load cycles (Mio)	[NL]	360.000

Data of Woehler line (S-N curve) analog to FKM standard:

[ksigma, ktau]	5	8
[kDsigma, kDtau]	0	0
[NDsigma, NDtau]	1e+006	1e+006
[NDsigmall, NDtaull]	0	0
[DM]	0.3	

Calculation for load case 2 (sig.av/sig.mv = const)

Cross section 'A-A' Shoulder

Comment		
Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]	110.00
External diameter (mm)	[da]	80.000
Inner diameter (mm)	[di]	56.000
Notch effect	Shoulder	
[D, r, t] (mm)	90.000	1.000 0.000
Mean roughness (µm)	[Rz]	8.000

Tension/Compression Bending Torsion Shearing

Stress: (N) (Nm)				
Mean value	545.4	0.0	63.7	0.0
Amplitude	545.4	545.8	63.7	3368.9
Maximum value	1854.4	927.8	216.5	5727.2
Cross section, moment of resistance: (mm ²)				
[A, Wb, Wt, A]	2563.5	38196.7	76393.5	2563.5

Load spectrum, load base values (Mean-value + Amplitude):

Element	Frequency (%)	Tension/Compression		Bending (Nm)	Torsion (N)	Shearing
		(N)	(Nm)			
1	30.00	1090.823	545.772	127.324	3368.939	
2	50.00	1326.965	666.225	47.746	4113.688	
3	20.00	287.372	137.036	31.831	843.340	

Stresses: (N/mm²)

[sigzdm, sigbm, taum, tauqm] (N/mm ²)	0.213	0.000	0.833	0.000
[sigzda, sigba, taua, tauqa] (N/mm ²)	0.213	14.288	0.833	2.575
[sigzdmax, sigbmax, taumax, tauqmax] (N/mm ²)	0.723	24.290	2.833	4.378

Technological size influence	[K1(sigB)]	0.763
	[K1(sigS)]	0.691

Tension/Compression Bending Torsion

Stress concentration factor	[alfa]	3.152	2.897	1.907
References stress slope	[G']	2.510	2.510	1.150
Notch sensitivity factor n	[n]	1.248	1.248	1.168
Notch effect coefficient	[beta]	2.526	2.322	1.633
Geometrical size influence	[K2(d)]	1.000	0.842	0.842
Influence coefficient surface roughness				
	[KF]	0.915	0.915	0.951
Influence coefficient surface strengthening				
	[KV]	1.000	1.000	1.000
Total influence coefficient	[K]	2.618	2.850	1.991

Present margin of safety for endurance limit:

Equivalent mean stress (N/mm ²)	[sigmV]		1.459	
Equivalent mean stress (N/mm ²)	[taumV]		0.842	

Fatigue limit of part (N/mm ²)	[sigWK]	81.645	93.758	80.525
Influence coefficient of mean stress sensitivity.				
	[PsisigK]	0.083	0.096	0.081
Permissible amplitude (N/mm ²)	[sigADK]	49.530	92.846	74.398
Permissible amplitude (N/mm ²)	[sigANK]	49.530	92.846	74.398
Load spectrum factor	[fKoll]	1.000	1.000	1.000
Safety against fatigue	[S]		6.306	
Required safety against fatigue	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		525.5	

Present margin of safety
for proof against exceed of yield point:

Static notch sensitivity factor	[K2F]	1.000	1.100	1.000
Increase coefficient	[gammaF]	1.150	1.100	1.000
Yield stress of part (N/mm ²)	[sigFK]	389.187	409.492	195.389
Margin of safety yield stress	[S]		15.905	
Required safety	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		1325.4	

Cross section 'B-B' Shoulder

Comment

Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]		50.00	
External diameter (mm)	[da]		90.000	
Inner diameter (mm)	[di]		54.870	
Notch effect	Shoulder			
[D, r, t] (mm)		128.000	1.000	0.000
Mean roughness (µm)	[Rz]			8.000

Tension/Compression Bending Torsion Shearing

Stress: (N) (Nm)					
Mean value		-1528.0	0.0	63.7	0.0
Amplitude		1528.0	736.6	63.7	6494.5
Maximum value		-5195.2	1252.2	216.5	11040.7
Cross section, moment of resistance: (mm ²)					
[A, Wb, Wt, A]		3997.2	61682.0	123364.0	3997.2

Load spectrum, load base values (Mean-value + Amplitude):

Element	Frequency (%)	Tension/Compression		Bending	Torsion	Shearing
		(N)	(Nm)	(Nm)	(N)	
1	30.00	-3056.000	736.570	127.324	6494.533	
2	50.00	-3600.000	900.555	47.746	7631.402	
3	20.00	-764.000	183.582	31.831	1603.292	

Stresses: (N/mm²)

[sigzdm, sigbm, taum, tauqm] (N/mm ²)	-0.382	0.000	0.516	0.000
[sigzda, sigba, taua, tauqa] (N/mm ²)	0.382	11.941	0.516	3.129
[sigzdmax, sigbmax, taumax, tauqmax] (N/mm ²)	-1.300	20.300	1.755	5.320

Technological size influence	[K1(sigB)]	0.763
	[K1(sigS)]	0.691

Tension/Compression Bending Torsion

Stress concentration factor	[alfa]	3.963	3.445	2.268
References stress slope	[G']	2.418	2.418	1.150
Notch sensitivity factor n	[n]	1.243	1.243	1.168
Notch effect coefficient	[beta]	3.187	2.770	1.942
Geometrical size influence	[K2(d)]	1.000	0.834	0.834
Influence coefficient surface roughness				
	[KF]	0.915	0.915	0.951
Influence coefficient surface strengthening				
	[KV]	1.000	1.000	1.000
Total influence coefficient	[K]	3.280	3.414	2.379

Present margin of safety for endurance limit:

Equivalent mean stress (N/mm ²)	[sigmV]	0.808
Equivalent mean stress (N/mm ²)	[taumV]	0.466

Fatigue limit of part (N/mm ²)	[sigWK]	65.178	78.273	67.382
Influence coefficient of mean stress sensitivity.				
	[PsigK]	0.065	0.079	0.067
Permissible amplitude (N/mm ²)	[sigADK]	57.312	77.856	63.519
Permissible amplitude (N/mm ²)	[sigANK]	57.312	77.856	63.519
Load spectrum factor	[fKoll]	1.000	1.000	1.000
Safety against fatigue	[S]		6.240	
Required safety against fatigue	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		520.0	

Present margin of safety

for proof against exceed of yield point:

Static notch sensitivity factor	[K2F]	1.000	1.100	1.000
Increase coefficient	[gammaF]	1.150	1.150	1.000
Yield stress of part (N/mm ²)	[sigFK]	389.187	428.106	195.389
Margin of safety yield stress	[S]		22.230	
Required safety	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		1852.5	

Remarks:

- The shearing force is not considered in the analysis specified in DIN 743.

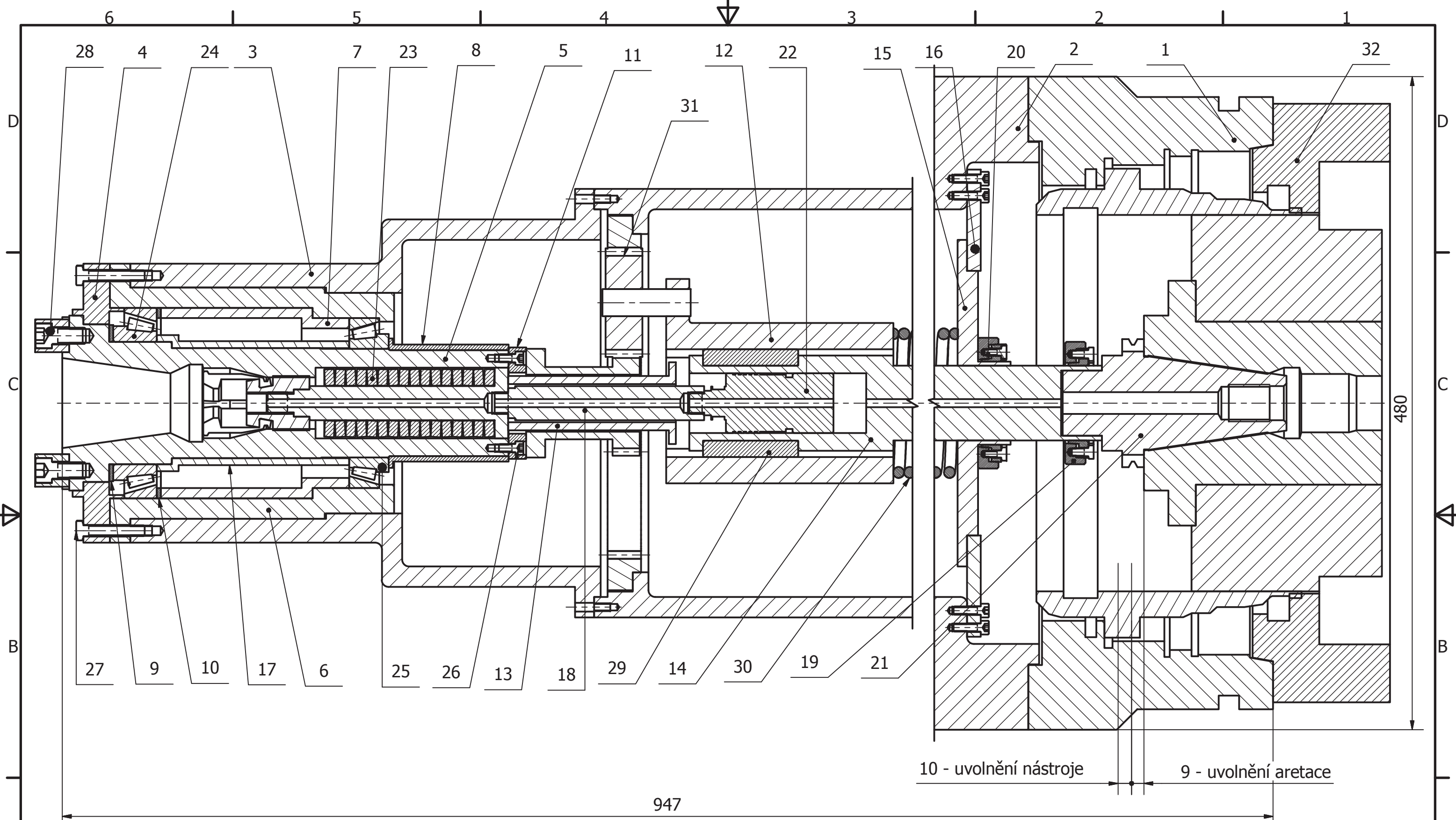
- Cross section with interference fit:
The notching factor for the light fit case is no longer defined in DIN 743.
The values are imported from the FKM-Guideline..

End of Report

lines: 549

PŘÍLOHA č. 4



Výkres sestavy



Měřítko 1:2,5	Hmotnost (kg) 335,172	Promítání 	Formát A3
 FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI	Kreslil ŠLAJS	Název FRÉZOVACÍ ZAŘÍZENÍ	
	Datum 9.5.2016	Číslo dokumentu BP KKS 16 - 01	
KKS KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ	Schválil	Druh dokumentu VÝKRES SESTAVY	
	Datum	List 2 Listů 2	

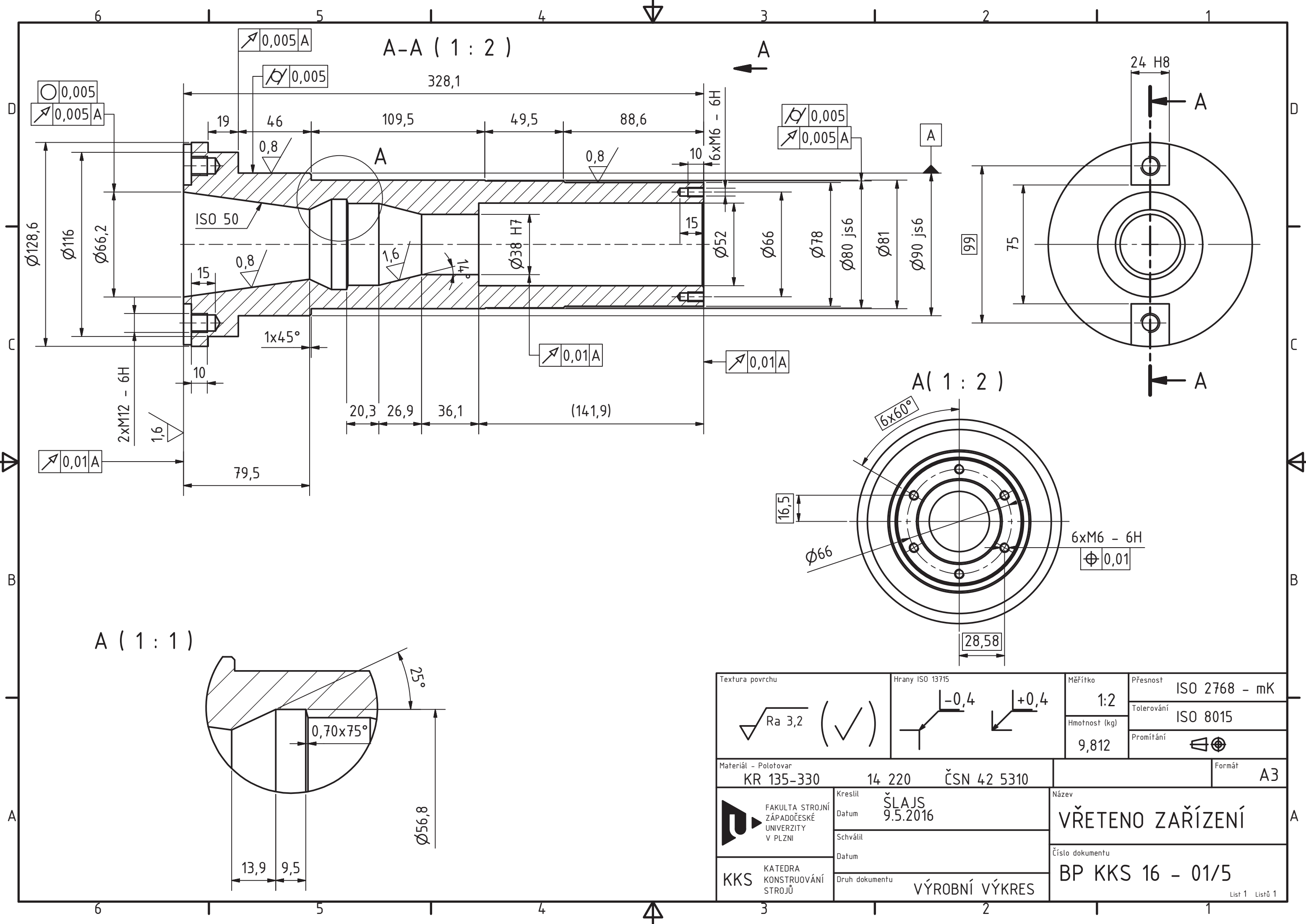
1	Příruba zařízení	BP KKS 16 - 01/1	11 600	kg	1	120,659
2	Těleso 1	BP KKS 16 - 01/2	11 600	kg	1	104,377
3	Těleso 2	BP KKS 16 - 01/3	11 600	kg	1	36,226
4	Víko vřetene - vnější	BP KKS 16 - 01/4	11 600	kg	1	3,575
5	Vřeteno zařízení	BP KKS 16 - 01/5	14 220	kg	1	9,812
6	Těleso ložisek	BP KKS 16 - 01/6	14 220	kg	1	13,892
7	Rozpěrný válec	BP KKS 16 - 01/7	11 600	kg	1	3,493
8	Distanční válec	BP KKS 16 - 01/8	11 600	kg	1	0,391
9	Distanční kroužek - menší	BP KKS 16 - 01/9	11 600	kg	1	0,095
10	Distanční kroužek - větší	BP KKS 16 - 01/10	11 600	kg	1	0,074
11	Víko vřetene - vnitřní	BP KKS 16 - 01/11	11 600	kg	1	0,356
12	Hřídel převodovky	BP KKS 16 - 01/12	14 220	kg	1	9,416
13	Hřídel ovládání upínače	BP KKS 16 - 01/13	11600	kg	1	0,910
14	Hřídel zařízení	BP KKS 16 - 01/14	14 220	kg	1	6,283
15	Aretační kotouč	BP KKS 16 - 01/15	11 600	kg	1	5,125
16	Aretační pero	BP KKS 16 - 01/16	11 600	kg	2	0,318
17	Rozpěrný válec ložisek	BP KKS 16 - 01/17	11 600	kg	1	0,981
18	Táhlo upínače	BP KKS 16 - 01/18	11 600	kg	1	0,549
19	Spojka HSD 56 - 20	HSD 56 - 20		kg	1	0,489
20	Spojka HSD 61 - 20	HSD 61 - 20		kg	1	0,528
21	Adaptér ISO 50	A1B20-50 18 063		kg	1	3,372
22	Rotační přívod chladiva	GFR009030110		kg	1	0,925
23	Upínací mechanismus OTT - Jakob			kg	1	2,229
24	Ložisko 90 x 140 x 32	32018 X/Q		kg	1	1,759
25	Ložisko 80 x 125 x 29	32016 X/Q		kg	1	1,294
26	ŠROUB M8 x 45	ČSN 02 1101		kg	6	0,008
27	ŠROUB M6 x 20	ČSN 02 1101		kg	6	0,005
28	ŠROUB M12 x 25	ČSN 02 11 43		kg	2	0,012
29	PERO 20e7 x 12 x 70	ČSN 02 2562		kg	2	0,123
30	PRUŽINA TL 8 x 90 x 130 x 9	ČSN 02 6020		kg	1	1,053
31	Planetová převodovka					
32	Příruba stroje					
POZ	NÁZEV - ROZMĚR	ČÍSLO VÝKRESU	MAT	JED	KS	HMOT

KUSOVNÍK

Měřítko	1:2,5	Hmotnost (kg)	335,172	Promítání		Formát	A3
 FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI	Kreslil	ŠLAJS		FRÉZOVACÍ ZAŘÍZENÍ			
	Datum	9.5.2016					
KKS KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ	Schválil			Číslo dokumentu BP KKS 16 - 01			
	Datum						
Druh dokumentu				VÝKRES SESTAVY			

PŘÍLOHA č. 5

Výkres vřetena zařízení



A-A (1 : 2)

A (1 : 1)

Textura povrchu 	Hrany ISO 13715 	Měřítko 1:2	Přesnost ISO 2768 - mK
Materiál - Polotovár KR 135-330 14 220 ČSN 42 5310	Formát A3	Hmotnost (kg) 9,812	Tolerování ISO 8015
Kreslil ŠLAJS Datum 9.5.2016	Název VŘETENO ZAŘÍZENÍ		Promítání
Schválil Datum Druh dokumentu VÝROBNÍ VÝKRES	Číslo dokumentu BP KKS 16 - 01/5		List 1 Listů 1